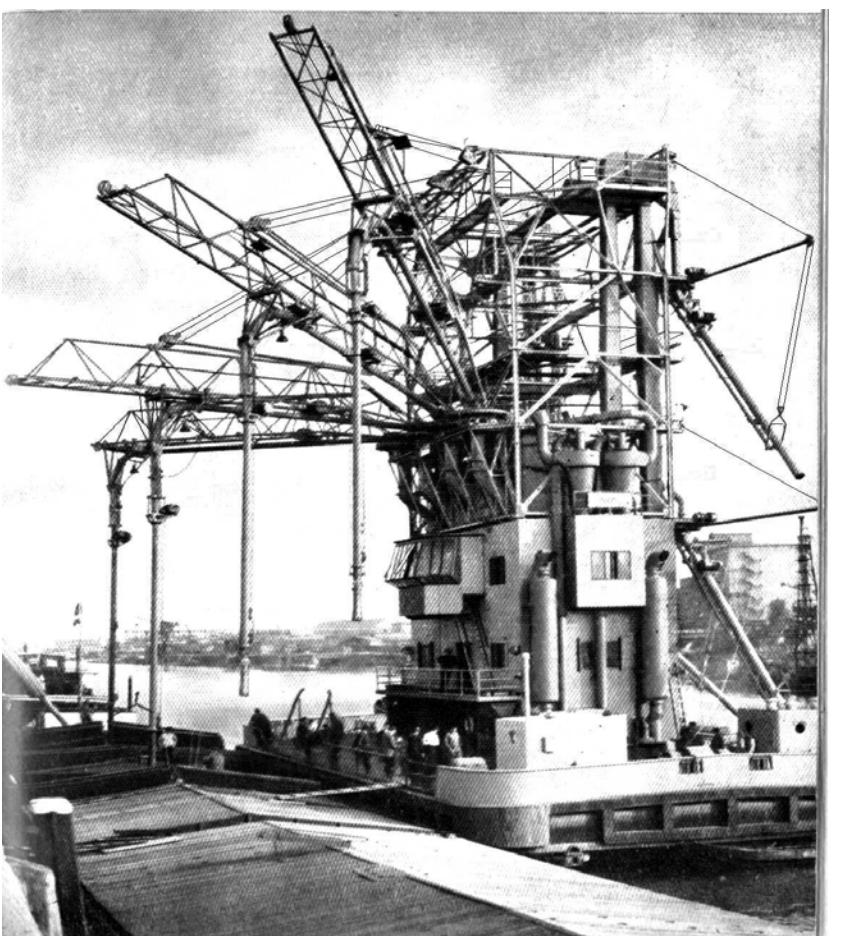
MIOARA HAPENCIUC

SISTEME DE TRANSPORT HIDRO-PNEUMATIC



Copyright © 2004, Editura fundației Universitare "Dunărea de Jos" Galați
Toate drepturile asupra acestei ediții sunt rezervate autorului şi editurii.

Adresa:
str. Domnească nr.47
Telefon: 236/414112
Fax: 236/461353
Galați, România
cod 800008

Referenți ştiințifici:
Prof. dr. ing. Viorica CONSTANTIN
Prof. dr. ing. Iulian BÎRSAN

Tehnoredactare computerizată:
Ing. Mioara HAPENCIUC

© Editura Fundației Universitare
"Dunărea de Jos" Galați, 2004
ISBN 973-627-126-9

www.editura.ugal.ro
editura @ugal.ro

CUPRINS

TRANSPORT PNEUMATIC

1 Generalităţi privind transportul pneumatic 9

2 Fenomene în conductele de transport pneumatic 12

2.1 Fenomene la transportul pe orizontală 12

2.2 Fenomene la transportul pe verticală 14

2.3 Viteza de plutire a materialului 16

2.4 Diametrul conductei 22

2.5 Viteze în conductele de transport 22

2.5.1 Viteza reală şi viteza medie 22

2.5.2 Viteza materialului în conducte 23

2.5.3 Viteza de regim a materialului 27

2.5.4 Perioada de accelerare 33

2.6 Căderea de presiune în conductele de transport 38

2.6.1 Rezistenţe în conducte 38

2.6.2 Căderi de presiune la transportul aerului în conducte scurte 42

2.6.3 Căderi de presiune la transportul aerului în conducte lungi 48

2.6.4 Căderi de presiune în cazul rezistenţelor locale 50

2.6.5 Căderea de presiune în conducte în cazul amestecului aer - material 57

2.6.6 Exemple de calcul 68

3 Instalaţii de transport pneumatic cu antrenarea particulelor în curent de aer. 78

3.1 Principii de funcţionare şi clasificare 78

3.2 Scheme ale instalaţiilor de transport pneumatic de joasă şi medie presiune 80

3.3 Scheme ale instalaţiilor de transport pneumatic de înaltă presiune 83

3.4 Instalaţii de transport pneumatic 87

4 Transportul materialelor fluidizate 111

4.1 Transportul materialului fluidizat pe orizontală 111

4.2 Transportul materialului fluidizat pe verticală 124

4.3 Calculul rigolelor pneumatice 131

4.4 Calculul transportului pe verticală 132

5 Poşta pneumatică 135

6 Echipamente specifice instalaţiilor de transport pneumatic 155

6.1 Maşina pneumatică 155

6.1.1 Maşini pneumatice cu rotoare cu palete 156

6.1.2 Maşini pneumatice rotative 159

6.1.3 Maşini pneumatice cu pistoane 162

6.1.4 Elemente de calcul ale maşinilor pneumatice 164

6.2 Alimentatoare 166

6.2.1Alimentarea prin sorb 167
6.2.2 Alimentarea prin dozator cu tambur 169
6.2.3 Alimentarea prin ejecție 171
6.2.4 Alimentatorul cu melc 171
6.2.5 Alimentarea prin camere 174
6.3 Separarea aerului din amestec 177
6.3.1 Camere de depunere 177
6.3.2 Cicloane 179
6.3.3 Multicicloane 180
6.3.4 Separatoare inerțiale 181
6.3.5 Separatoare cu rotor 182
6.4 Filtre 183
6.4.1Filtre cu saci 183
6.4.2 Filtre umede 187
6.4.3 Filtre electrice 190
6.4.4 Purificarea sonică a gazelor 192
6.5 Conducte de transport 193
6.6 Șubere, clapete şi închizătoare 197

HIDROTRANSPORT

7 Instalații de hidrotransport 199
7.1 Particularități privind instalațiile de hidrotransport 200
7.1.1 Regimuri de curgere 200
7.1.2 Pierderi de energie în hidrotransport 201
7.1.2.1 Transportul materialelor solide cu granulometrie uniformă 203
7.1.2.2 Transportul materialelor solide cu granulometrie diferită prin conducte orizontale 204
7.2 Tipuri de instalații de hidrotransport 205
7.2.1 Clasificare 205
7.2.2 Instalație de hidrotransport. Prezentare generală 206
7.2.3 Instalații de hidrotransport în care toată cantitatea de hidroamestec trece prin echipamentul electromecanic 207
7.2.4 Instalații de hidrotransport cu pompă de apă şi ejector 209
7.2.5 Instalații în care hidroamestecul nu trece prin furnizorul de energie pentru transport 210
7.2.6 Instalație de hidrotransport pentru materiale în bucăți 213
7.2.7 Instalație pentru transportul pulsatoriu şi controlat al particulelor solide dispersate în fază lichidă 216
7.2.8 Instalație de hidrotransport pentru zgură 218
7.2.9 Instalație de hidrotransport a materialelor granulare 220
7.3 Elemente de calcul în hidrotransport 222
7.4 Echipamente specifice hidrotransportului 230
Bibliografie 239

În sistemele de mecanizare complexă, rezolvarea unor probleme de ansamblu nu este posibilă fără aplicarea transportului pneumatic sau a hidrotransportului. Scopul acestei cărți îl constituie prezentarea transportului pneumatic, respectiv a hidrotransportului, ca fiind unele dintre cele mai eficiente tehnologii actuale de transport a materialelor solide granulate, pulverulente sau în bucăți. Lucrarea este alcătuită astfel încât să fie cât mai larg accesibilă, ea adresându-se atât studenților cât şi specialiştilor ce sunt prin natura profesiunii implicați în transport pneumatic sau hidrotransport: proiectanți, personal din exploatare şi întreținere.

În lucrare sunt prezentate tipuri de transport pneumatic sau hidrotransport, cu exemplificarea unor instalații specifice, principii de proiectare şi echipamente specifice acestor instalații. Conținutul cărții reprezintă o sinteză a materialului oferit de bibliografia menționată, la care se adaugă şi experiența în proiectare a autoarei, fiind direcționat pe prezentarea fenomenelor specifice acestor două categorii de transport, a instalațiilor specifice, a echipamentelor componente, precum şi a principiilor de proiectare.

În această situație, autoarea consideră că sistematizarea materialului documentar utilizat într-o lucrare unitară este deosebit de utilă pentru uzul practicianului.

Autoarea

TRANSPORT PNEUMATIC

1. Generalități privind transportul pneumatic

Instalațiile de transport pneumatic au o largă răspândire în multe domenii industriale. Ele sunt utilizate pentru transportul materialelor granulare sau pulverulente uscate, între diversele faze de fabricație în cadrul unei uzine, pe şantierele de construcții, la transbordare în transportul fluvial şi maritim, în instalațiile de mecanizare complexă etc. De multe ori, transportul pneumatic este folosit şi în scopuri tehnologice, cum ar fi: cracarea catalitică a gazelor, uscarea celulozei în fulgi, uscarea bicarbonatului de sodiu, calcinarea sodei, arderea piritei în pat fluidizat etc.

Un interes deosebit se acordă mecanizării complexe a transportului materialelor pulverulente, prin folosirea containerelor cu descărcare pneumatică, care au redus pierderile la 0,05% şi timpii de staționare, față de transportul în saci, la care pierderile au rămas de 20%. Din punct de vedere tehnic, transportul materialelor pulverulente cu containere nu poate fi conceput decât însoțit de mijloace moderne de descărcare pneumatică, deoarece numai acestea permit o descărcare comodă şi rapidă în orice loc şi la o distanță de mai mulți metri de container, fără utilaje suplimentare.

Domeniul de folosire este limitat numai de proprietățile materialului şi de considerațiile de ordin economic.

Granulația obişnuită a materialului transportat poate varia de la câțiva microni până la 80 mm, putând ajunge la maxim 100 mm lungime, pentru lemn tocat. Pentru o bună exploatare a instalației de transportat, dimensiunea particulelor nu trebuie să depăşească 0,3-0,4 din diametrul conductei. Nu se recomandă pentru materiale cu granulație mare, deoarece devine neeconomic, datorită consumului mare de energie.

În afara dimensiunilor materialului fărâmițat, care se transportă, trebuie să se țină seama şi de gradul de umiditate al particulelor. Materialele cu un grad înalt de

umiditate nu pot fi transportate pneumatic, datorită înfundării la pâlnia de alimentare sau la curbele conductelor de transport. Gradul de umiditate care favorizează producerea acestor fenomene variază în limite foarte largi de la un material la altul. Materialele fin măcinate cu o granulație de 10-150μ produc fenomenul de înfundare la o umiditate mai mare de 5% (calcar măcinat, antracit). Experiența a dovedit că pentru cărbune brun se obține o funcționare bună chiar şi la o umiditate de 25%, iar lemnul de stejar tocat şi fiert poate fi transportat pneumatic chiar la limita de saturație de 42% apă. In ambele cazuri au fost importante diametrul conductei, viteza curentului de aer, concentrația materialului în curentul de aer. Materialele fibroase se pot transporta pneumatic, folosind cantități mari de aer, deşi fenomenul de formare a bolții în buncăr este foarte pronunțat. Bumbacul în fulgi, celuloza dărăcită se transportă în mod curent dacă umiditatea lor nu depăşeşte 10% din greutate. Toate sortimentele de semințe şi granule se transportă fără probleme dacă nu aderă între ele.

Un domeniu de folosință, funcțional deosebit de celelalte, este poşta pneumatică. Dacă în cazurile anterioare se transportă pe conductă un amestec de aer şi material, în acest caz aerul împinge pe conductă un singur obiect, capsula cu conținutul ei. Acest procedeu este utilizat în întreprinderi, de obicei la trimiterea probelor de laborator sau pentru trimiterea corespondenței.

Transportul pneumatic se realizează pe conducte cu diametre de 70-300 mm, presiunea aerului în instalație fiind (6-8).10^5 N/m^2. Productivitatea instalațiilor de transport pneumatic poate fi de 200- 300 t / h, la un consum de energie de 5kW/tona de material transportat. Distanțele de transport sunt de ordinul zecilor de metri (10-50) m, sau pot ajunge de ordinul sutelor de metri. Instalațiile pneumatice mobile deplasează sarcini pe distanțe de 10-50 m, iar cele staționare pot deplasa sarcini pe sute de metri. In cazul poştei pneumatice distanțele de transport ajung la 3000 m.

Transportul pneumatic este igienic, are productivitate mare, este rapid, se realizează fără pierderi de material, are o exploatare uşoară şi permite o automatizare dezvoltată. Ca dezavantaj poate fi menționat că necesită un consum mare de energie şi instalații de forță scumpe.

Principiul de funcționare al acestor instalații constă în introducerea materialului într-un curent de aer şi transportarea lui până la locul de destinație, unde este separat de aer. El se bazează pe efectul curentului de aer, ce se deplasează într-o conductă, asupra unei particule de material aflată în interiorul conductei.

Se consideră o conductă verticală în care circulă o particulă de material de diametru *d*, sub acțiunea unui curent de aer care pătrunde în conductă cu viteza v_a . Neglijând forța lui Arhimede, asupra particulei vor acționa două forțe: forța de gravitație (G) şi forța dată de presiunea aerului asupra particulei (F_d), figura 1.1. Cum

presiunea aerului depinde de viteza curentului de aer, crescând odată cu aceasta, sunt posibile trei cazuri:

- viteza este prea mică şi particula va cade ($F_d < G$);
- viteza este mare şi particula va urca ($F_d > G$);
- la o anumită viteză, forța dată de presiunea aerului va echilibra greutatea particulei ($F_d = G$); şi aceasta va rămâne în suspensie în curentul de aer.

Această viteză se numeşte viteză de plutire sau viteză critică şi se determină experimental pentru fiecare material.

Pentru deplasarea materialului este necesară realizarea unei viteze mai mari decât viteza de plutire, prin crearea unei diferențe de presiune între extremitățile instalației.

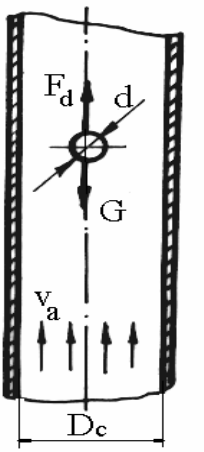


Fig.1.1 Forțele care acționează asupra particulei.

2 Fenomene în conductele de transport pneumatic

Observarea atentă a fenomenelor, atât a celor naturale cât şi a celor create artificial, în domeniul transportării materialelor într-un curent de aer, duce la cunoaşterea unor caracteristici, care pot fi valabile atât la transportul pe orizontală cât şi la transportul pe verticală. Altele sunt valabile numai la transportul pe orizontală sau numai la cel pe verticală.

În general corpurile transportate de un curent de aer se rotesc, indiferent dacă transportul se face pe orizontală sau pe verticală. Fenomenul poate fi uşor explicat dacă se ține seama că, în general, corpurile sunt asimetrice, fiind foarte rar cazul când rezultanta forțelor elementare, datorate presiunii curentului de aer trece prin centrul de greutate al corpului. Ori dacă direcția rezultantei forțelor aplicate nu trece prin centrul de greutate al corpului se produce un moment, care determină rotirea corpului. La o observare mai atentă se constată cum corpurile antrenate de curentul de aer fac salturi, efectuând şi mişcări de rotație în jurul centrului lor de greutate. Cu cât viteza curentului de aer este mai mare cu atât saltul este mai mare. Ridicarea inițială se produce datorită depresiunii create la partea superioară a corpului, sub influența curentului de aer.

2.1 Fenomene la transportul pe orizontală

Se poate admite că într-o conductă orizontală fenomenul este acelaşi. Materialul face salturi mai mari sau mai mici, după cum viteza aerului este mai mare sau mai mică. Într-o conductă orizontală de transport, fiecare particulă atinge, după un anumit timp, peretele interior al conductei, ceea ce înseamnă că este frânată şi trebuie să fie accelerată din nou. La o conductă orizontală cu diametrul D_c, o particulă care se mişcă în direcția axei conductei cu viteza v_m, se caracterizează prin următoarele mărimi:

- timpul de cădere pe înălțimea D_c

$$t = \sqrt{\frac{2D_c}{g}} \tag{2.1}$$

- spațiul parcurs între două atingeri ale peretelui interior al conductei

$$l = v_m \cdot t = v_m \sqrt{\frac{2D_c}{g}} \tag{2.2}$$

În raționamentul făcut nu s-a ținut seama de turbulența curentului de aer care face ca mişcarea să nu fie paralelă cu axa conductei, ci să aibă şi componente normale pe axă. Aceasta face evident ca amestecul de aer şi material să fie mai omogen şi salturile între două ciocniri cu partea de jos a conductei , mai lungi.

Caracteristicile mişcării unui amestec de aer şi material pulverulent într-o conductă este în funcție de viteza cu care circulă amestecul în conductă. Experimental s-a constatat că un anumit material, la o anumită viteză a aerului este transportat în stare de suspensie. În acest caz, repartiția materialului pe întreaga conductă este uniformă (faza I). Acest lucru este valabil pentru viteze ale aerului mai mari decât 15 m/s. Dacă viteza aerului scade, repartiția materialului în secțiunea conductei nu mai este uniformă, concentrația în partea de jos a conductei este mai mare decât în partea de sus (faza II). Experimental s-a constatat că acest fenomen se petrece la viteze cuprinse între 14 m/s şi 11m/s. Dacă viteza aerului scade şi mai mult (la viteze între 11 m/s şi 5m/s), materialul începe să se depună la partea inferioară a conductei (faza III). În cazul în care viteza aerului continuă să scadă (la viteze sub 5m/s) materialul se depune în continuare, determinând înfundarea conductelor (faza IV).

Cunoaşterea acestor domenii de funcționare, pentru fiecare material în parte este folositoare pentru alegerea vitezei optime de transport.

Pentru toate domeniile de funcționare, există o diferență între viteza aerului şi viteza materialului, numită viteză relativă:

$$v_r = v_a - v_m \quad \text{[m/s]} \tag{2.3}$$

unde: v_r - viteza relativă, în [m/s];

v_a – viteza aerului, în [m/s];

v_m – viteza medie a materialului, în [m/s].

De la noțiunea de viteză relativă se ajunge la noțiunea de factor de alunecare, care se exprimă ca raportul dintre viteza relativă şi viteza aerului:

$$S = \frac{v_a - v_m}{v_a} = 1 - \frac{v_m}{v_a} \tag{2.4}$$

Experimental s-a constatat că în domeniul IV factorul de alunecare este 1 sau apropiat de 1, deoarece în acest domeniu viteza relativă este egală sau apropiată de viteza aerului. În domeniile III şi II, factorul de alunecare variază între 0,9 şi 0,4. Se vede deci că, pentru domeniile de funcționare IV,III şi II, factorul de alunecare variază în limite foarte largi în funcție de viteza aerului.

Dimensiunea, greutatea specifică şi forma particulelor transportate pneumatic influențează şi ele asupra valorii factorului de alunecare. Pentru particule mai mari şi mai grele factorul de alunecare este mai mare.

În domeniul I de funcționare, situația este diferită. După datele experimentale factorul de alunecare este o constantă a materialului. Pentru grâu, în domeniul I de funcționare factorul de alunecare este 0,4.

O altă mărime care interesează foarte mult, este dozajul materialului în cantitatea de aer. Prin coeficient de dozaj se înțelege raportul dintre cantitatea orară de material transportat G_m şi cantitatea orară de aer transportat G_a, ambele exprimate în newtoni pe oră.

$$\chi = \frac{G_m}{G_a} \tag{2.5}$$

Dacă viteza materialului şi viteza aerului ar fi identice, dozajul inițial ar fi acelaşi şi în regim de funcționare. Acest fapt însă nu se întâmplă, viteza materialului rămânând mai mică decât viteza aerului. Între dozajul de regim χ^* factorul de alunecare S şi dozajul inițial χ există următoarea corelație:

$$\chi^* = \chi \cdot \frac{1}{1-S} = \frac{G_m}{G_a} \cdot \frac{1}{1-S} \tag{2.6}$$

Dozajul de regim χ^* se poate determina experimental şi serveşte pentru determinarea factorului de alunecare S, folosind relația (2.6). Este necesar să se facă distincție între dozajul inițial şi dozajul de regim.

În cazul materialelor măcinate fin şi al dozajelor reduse, factorul de alunecare S este apropiat de zero şi în acest caz dozajul de regim este foarte apropiat ca valoare de dozajul inițial. Pentru grâu S=0,4 şi χ^*=1,67 χ, amănunt important la dimensionarea conductei de transport pneumatic.

2.2 Fenomene la transportul pe verticală

Pentru ca particulele solide să se mențină în suspensie, este necesar ca în conducta cu diametrul ales pentru experimentare, viteza ascendentă a aerului să fie egală cu viteza lor de plutire. Experimental s-a dovedit că viteza curentului de aer într-

o conductă este mai mare spre axă şi mai mică spre perete. În anumite cazuri viteza de lângă perete, dincolo de stratul limită, este de două ori mai mică decât viteza în axul conductei. De aici rezultă că, chiar şi în cazul particulelor solide egale ca formă, dimensiuni şi greutate specifică, particulele din axă sunt antrenate în sus, cele situate pe un cerc între axă şi perete stau pe loc, iar particulele de lângă perete vin în jos. Deasemenea pentru o particulă dată, datorită turbulenței, viteza de plutire este mai mică la perete decât în axă.

Considerând o particulă independentă, pentru antrenarea ei pe verticală este necesar ca viteza curentului de aer să fie mai mare decât viteza de plutire. În acest caz viteza cu care particulele se ridică este egală cu viteza curentului de aer minus viteza de plutire a particulei. Există deci o viteză relativă între curentul de aer şi material, ca şi în cazul transportului pe orizontală dată de relația (2.3).

De asemenea, conform unui raționament identic, se poate stabili noțiunea de factor de alunecare, a cărui mărime este dată de relația (2.4).

Deoarece în practica industrială particulele transportate au diferite forme şi dimensiuni, prin alunecare relativă se înțelege alunecarea medie a cestora. În cazul limită, când viteza aerului este egală cu viteza de plutire a materialului ($v_a = v_p$), viteza relativă $v_r = v_a$ şi $S = 1$, nu există transport de material pe conducta verticală. În cazul în care $v_a > v_p$, factorul de alunecare este $S<1$, făcându-se astfel transportarea materialului pe conductă. Pentru ca materialul solid, cu care se alimentează conducta verticală, să nu producă o creştere excesivă a concentrației amestecului, este necesar ca factorul de alunecare să ajungă la valori mai mici de 0,5 pentru granule mari şi 0,2 pentru praf. Pentru fiecare caz în parte, există un regim energetic optim, când consumul de energie pentru transportul unității de material este optim.

Dacă la transportul pe orizontală se deosebeau patru domenii de funcționare, o separare a domeniilor de funcționare după aceleaşi principii, în cazul transportului pe verticală nu se poate face, deoarece orice sedimentare de material produce înfundarea conductei.

În cazul transportului pe verticală se deosebesc numai două domenii, care depind de concentrația amestecului şi de condițiile inițiale de fluidizare a materialului. Domeniul I la transportul pneumatic pe verticală se caracterizează prin concentrații inițiale ale amestecului care nu depăşesc 400 N de material / 10 N de aer. În acest domeniu particulele de material sunt antrenate de curentul de aer, fiind vorba de particule solide aflate în suspensie în curentul de aer. Domeniul II la transportul pneumatic pe verticală se caracterizează prin faptul că, materialul se aduce în stare de fluidizare înainte de a pătrunde în conductă, iar amestecul fluidizat, cu proprietăți aflate aproape de cele ale unui lichid, este împins pe conducta verticală de

suprapresiunea formată la capul de alimentare. Concentrația amestecului, în domeniul II de funcționare pe verticală, variază între 1000 şi 5000 N de material / 10 N de aer. În domeniul I, transportul pneumatic pe verticală poate funcționa cu diverse granulații, iar în domeniul II numai cu materiale măcinate fin.

2.3 Viteza de plutire a materialului

Viteza de plutire, poate fi determinată teoretic considerând o particulă de material de diametru *d* şi masă *m*, aflată în interiorul unei conducte verticale de transport pneumatic cu diametrul D_c, în care aerul circulă cu viteza v_a (fig.1.1) . Se poate scrie ecuația diferențială a mişcării particulei ce se deplasează cu viteza *v*.

$$m\frac{dv}{dt} = F_d - G \tag{2.7}$$

unde: F_d - forța dinamică cu care curentul de aer acționează asupra particulei;

G - greutatea particulei.

Forța dinamică este dată de relația:

$$F_d = \psi \cdot \rho_a \cdot A(v_a - v)^2 \tag{2.8}$$

unde: ψ - coeficient de presiune al aerului asupra particulei de material, care depinde de forma particulei de material şi de starea suprafeței sale;

ρ_a - densitatea aerului în [kg / m^3];

A - proiecția suprafeței particulei de material pe o direcție perpendiculară pe cea a curentului de aer, în [m^2].

In funcție de raportul de forțe F_d şi G , se deosebesc trei cazuri:

- $F_d > G$, pentru care $\frac{dv}{dt} > 0$, particula de material se deplasează ascendent cu mişcare accelerată;

- $F_d < G$, pentru care $\frac{dv}{dt} < 0$, accelerația este negativă, particula cade;

- $F_d = G$, pentru care $\frac{dv}{dt} = 0$, particula se află în echilibru (în stare de repaus), dacă nu a avut o viteză inițială.

Pentru simplificare, particula se consideră quasistatică cu diametrul echivalent *d*, având în ascendență viteza de plutire v_p. Scriind $v_p{}^2 = (v_a - v)^2$ şi înlocuind în relația ce dă condiția de echilibru $F_d=G$, se obține :

$$\psi \cdot \frac{\gamma_a}{g} \cdot \frac{\pi d^2}{4} v_p^{\,2} = \frac{\pi d^3}{6} \cdot \gamma_m \tag{2.9}$$

unde: d - diametrul particulei [m];

g - accelerația gravitațională [m/s^2];

v_p - viteza de plutire [m/s];

γ_m - greutatea specifică a materialului [N/m^3];

γ_a - greutatea specifică a aerului [N/m^3] ;($\gamma_a = 0{,}12 \cdot 10^2$ N/m^3).

Din relația de mai sus rezultă:

$$v_p = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot d \cdot \gamma_m}{3 \quad \psi \cdot \gamma_a}} \tag{2.10}$$

Întrucât pentru particula de formă sferică $\psi \approx 0{,}23$, relația devine:

$$v_p = \sqrt{\frac{28{,}4 \cdot d \cdot \gamma_m}{\gamma_a}} \tag{2.11}$$

Pentru bucățile de material cu formă oarecare se poate scrie:

$$v_p = c\sqrt{\frac{28{,}4 \cdot d \cdot \gamma_m}{\gamma_a}} \tag{2.12}$$

unde: c - coeficient ce ține seama de dimensiunile bucăților de material, se recomandă în tabelul 2.1.

Tabelul 2.1 – Variația coeficientului "c"

Mărimea bucăților de material [mm]	0,5	1	5	10	20	> 30
Valoareacoeficientului "c"	1	1	0,9	0,8	0,7	0,6

Este de remarcat faptul că viteza de plutire în conductă este mai mică decât cea în spațiu liber, ea scăzând cu cât raportul dintre diametrul particulei şi diametrul conductei creşte. Pentru o bună exploatare a instalației de transportat, dimensiunea particulelor nu trebuie să depăşească 0,3-0,4 din diametrul conductei. Dacă se ține seama şi de acest lucru viteza de plutire va deveni:

$$v_p = \sqrt{\frac{28{,}4 \cdot d \cdot \gamma_m}{\gamma_a}} \left[1 - \left(\frac{d}{D_c} \right)^2 \right] \tag{2.13}$$

unde: D_c- diametrul conductei [m].

Relația (2.13) se recomandă cu suficientă aproximație pentru practica industrială pentru determinarea vitezei de plutire în cazul particulelor sferice şi pentru rapoarte $\frac{d}{D_c} = 0 \div 0{,}25$.

Pentru particule de altă formă se introduce noțiunea de diametru al sferei echivalente şi noțiunea factorului de formă K_f care multiplică coeficientul de presiune ψ. Dacă V este volumul particulei cu o formă oarecare, atunci diametrul sferei echivalente va fi:

$$d_{ech} = \sqrt[3]{\frac{6}{\pi} V} = 1{,}24 \sqrt[3]{V} \quad [\text{m}] \tag{2.14}$$

unde: V este volumul particulei, în [m^3].

Expresia vitezei de plutire în acest caz particular va deveni:

$$v_p = \sqrt{\frac{2}{3} \cdot \frac{g \cdot d_{ech}}{\psi \cdot K_f} \cdot \frac{\gamma_m}{\gamma_a}} \left[1 - \left(\frac{d_{ech}}{D_c} \right)^2 \right] \quad [\text{m/s}] \tag{2.15}$$

Factorul de formă are valorile recomandate în tabelul 2.2

Tabelul 2.2 - Variația factorului de formă K_f

Forma corpului	Sferă	Formă rotunjită , suprafețe neregulate	Corp alungit	Placă
Factorul de formă K_f	1	2,5	3	5

În tabelul 2.3 se dau vitezele de plutire, stabilite experimental pentru o serie de corpuri şi materiale.

Deoarece în cazul transportului pneumatic viteza particulei va fi mai mică la începutul conductei, ea crescând pe parcurs, viteza necesară absorbirii particulei poate fi considerată a fi:

$$v_{nec.} = (1{,}3 - 2{,}5) v_p \quad [\text{m/s}] \tag{2.16}$$

Viteza de lucru a aerului care trebuie să asigure deplasarea materialului, numită şi viteza de transport se stabileşte cu relația:

$$v_a = (2{,}5 - 3{,}5) v_p \quad [\text{m/s}] \tag{2.17}$$

Această viteză trebuie să fie între limitele: $15 \text{ m/s} \le v_a < 35 \text{ m/s}$.

La instalațiile prin aspirație, viteza inițială a aerului la intrarea în instalație se recomandă să se adopte:

$$v_a = (2{,}5 - 2{,}8) v_p \quad [\text{m/s}] \tag{2.18}$$

Tabelul 2.3- Vitezele de plutire pentru diverse materiale

Materialul	Dimensiuni [mm]	Greutatea specifică [N/m^3]	Viteza de plutire [m/s]
Sfere de lemn	30	7600	26
Cuburi de lemn	24x24x24	7600	15
Bare de lemn	30x30x15	7600	14,5
Bare de lemn	40x20x18	7600	13
Plăci de lemn	40x40x8	7600	9
Rocă - steril	0-5	-	10-16
Rocă - steril	5-10	-	10-20
Rocă - steril	10-20	-	18-23
Grâu	-	8000	9,8
Orz	-	6500	8,7
Secară	-	7000	2,5
Porumb	-	7300	9,5
Semințe de rapiță	-	7300	8,2
Semințe de in	-	6600	5,2
Semințe de mac	-	5900	2,5-4,3
Semințe de bumbac	-	6000	9,5
Smochine uscate	-	4650	11,9-13,2
Cicoare neprăjită	-	3900	11,9-13,5
Cicoare prăjită	-	2900	10,5-10,8
Coajă de pin	-	3600	4,2-5,7
Sulfură de zinc	5	22800	17,7
Lignit, nuci mijlocii	25	6200	10,6-11
Lignit, nuci foarte mici	15	7500	8,7
Antracit concentrat	4,4	-	7,5
Praf cărbune, finețe normală	0,07	-	0,14
Ciment portland	0,06	10000-12000	0,22
Ciment portland	0,086	10000-12000	0,34
Balast	45	-	31,2
Gips pentru forme	0,086	6500-8500	0,34
Rumeguș de fag umed	-	-	5,5-7
Talaj de fag umed	-	-	14,5-15

La instalațiile prin refulare de joasă presiune, viteza finală a aerului, la ieşirea din instalație poate fi luată :

$$v_a = (1{,}1 - 1{,}4)v_p \quad [\text{m / s}] \tag{2.19}$$

Pentru materiale cu dimensiunea particulei sub 1 mm, există recomandarea ca viteza inițială a aerului la instalațiile prin aspirație şi cea finală la instalațiile prin refulare de joasă presiune să aibă valoarea :

$$v_a = (0{,}10 - 0{,}16)\sqrt{\gamma_m} \quad [\text{m / s}] \tag{2.20}$$

iar viteza finală la instalațiile prin refulare de presiune medie sau mare să aibă valoarea :

$$v_a = (0{,}15 - 0{,}30)\sqrt{\gamma_m} \quad [\text{m / s}] \tag{2.21}$$

Viteza aerului se poate determina şi în funcție de lungimea traseului de conducte, cu condiția ca viteza rezultată din calcule să se încadreze în limitele $15 \text{ m / s} \le v_a < 35 \text{ m / s}$.

$$v_a = 10^{-2}\alpha\sqrt{\gamma_m} + BL_{ech.}^2 \quad [\text{m / s}] \tag{2.22}$$

unde : α – coeficient ce depinde de granulația particulelor de material;

B – coeficient ce depinde de starea materialului;

γ_m - greutatea specifică a materialului transportat [N / m^3] ;

$L_{ech.}$ - lungimea echivalentă a traseului de conducte [m].

Coeficientul B se adoptă în limitele $B = (2 \div 5)\cdot 10^{-5}$, limita inferioară fiind valabilă pentru materiale uscate prăfoase. Coeficientul α se adoptă conform valorilor din tabelul 2.4.

Tabelul 2.4- Valorile coeficientului α

Granulația [mm]	0-1	1-10	10-20	40-80
Coeficientul α	10-16	16-20	20-22	22-25

Pentru instalțiile de transport cu aspirație termenul $BL_{ech.}^2$ se neglijează, dacă lungimea L_{ech} nu depăşeşte 100 m.

Lungimea echivalentă se poate calcula cu relația :

$$L_{ech} = \sum L_H + \sum L_v + \sum L_{RL} \quad [\text{m}] \tag{2.23}$$

unde: $\sum L_H$ - suma porțiunilor orizontale ale conductelor [m];

$\sum L_v$ - suma porțiunilor verticale ale conductelor [m] ;

$\sum L_{RL}$ - suma lungimilor echivalente ale rezistențelor locale [m].

Lungimea echivalentă a rezistențelor locale se calculează cu relația:

$$L_{Rl} = \xi \cdot \frac{D_c}{\mu_a} \cdot \frac{1}{1 + k \cdot \chi_G} [\text{m}] \tag{2.24}$$

unde: ξ - coeficient de rezistență locală ;

D_c – diametrul conductei ;

μ_a- coeficientul de frecare al aerului ($\mu_a \sim 0{,}02$) ;

k - coeficient experimental, ce depinde de caracteristicile materialului şi ale instalației, k = (0,4-0,6).

χ_G - coeficient dedozaj, a amestecului aer - material.

Lungimile echivalente în metri ale coturilor de 90^0 , în funcție de granulația materialului şi de raportul între raza medie de curbură R a cotului şi diametrul interior al acestuia sunt indicate în tabelul 2.5.

Tabelul 2.5 –Lungimi echivalente în metri, ale coturilor de 90^o

Granulația materialului	Raportul R/D_c			
	4	6	10	20
Material prăfos	4-8	5-10	6-10	8-10
Material granulat	-	8-10	12-16	16-20
Material mărunt	-	-	28-35	38-45
Material mediu	-	-	60-80	70-90

Valorile mai mici se referă la materiale abrazive şi la viteze de transport mai mari. Pentru unghiuri ale coturilor mai mici ca 90^0, lungimile echivalente trebuie înmulțite cu un coeficient (M), ale cărui valori sunt prezentate în tabelul 2.6

Tabelul 2.6 - Valorile coeficientului de corecție a lungimii coturilor cu unghiuri mai mici de 90^o.

φ^o	15	30	45	60	70	80
M	0,15	0,2	0,35	0,55	0,7	0,9

Pentru o ramificație cu clapetă se consideră L_{RL} = 8m. Coeficientul de rezistență locală pentru sorb poate fi luat ξ =1; iar pentru separator ξ =0,75-3, în funcție de construcția acestuia.

În cazul unei conducte verticale, materialul este antrenat în sus dacă viteza aerului depăşeşte viteza de plutire a particulelor. Dacă viteza este mai mică atunci particulele nu pot fi antrenate de curentul de aer şi vin în jos.

Deosebit de importantă pentru fiecare instalație de transport pneumatic este limita de înfundare, când la o schimbare redusă a concentrației, sau la o micşorare a vitezei de transport se produce o înfundare a conductei.

Viteza optimă a curentului de aer este acea viteză care asigură transportul materialului şi nu produce înfundarea conductei.

Mărirea vitezei aerului peste punctul optim determină o creştere rapidă a consumului de putere necesar transportului pneumatic.

2.4 Diametrul conductei

Buna funcționare a unei instalații de transport pneumatic depinde de dozajul amestecului aer – material de transportat, caracterizat prin coeficientul de dozaj volumic notat χ_V. Acesta se exprimă ca raportul între volumul de material şi volumul de aer:

$$\chi_V = \frac{V_m}{V_a} = \frac{\Pi_m}{\rho_m} \cdot \frac{1}{Q_a} \tag{2.25}$$

unde: Π_m - productivitatea masică [t/h];

Q_a - debitul de aer [m^3/h];

ρ_m - densitatea materialului [t/m^3].

Alți parametri care caracterizează amestecul aer- material sunt: coeficientul de dozaj gravimetric notat χ_G, precum şi coeficientul de dozaj masic notat χ_M, care se pot determina în funcție de coeficientul de dozaj volumic cu relațiile:

$$\chi_G = \chi_V \cdot \frac{\gamma_m}{\gamma_a} \tag{2.26}$$

$$\chi_M = \chi_V \cdot \frac{\rho_m}{\rho_a} \tag{2.27}$$

unde: γ_m, ρ_m- greutatea specifică, respectiv densitatea materialului;

γ_a, ρ_a- greutatea specifică, respectiv densitatea aerului;

Valorile uzuale ale coeficientului de dozaj volumic se recomandă în limitele:

$$\chi_V = \frac{1}{250} \div \frac{1}{350}$$

Diametrul conductei se poate determina dacă se cunosc debitul şi viteza aerului, cu relația:

$$D_c \geq \frac{1}{53}\sqrt{\frac{Q_a}{v_a}} \quad [\text{m}] \tag{2.28}$$

unde: Q_a - debitul aerului [m^3/h];

v_a - viteza aerului [m/s].

2.5 Viteze în conductele de transport

2.5.1 Viteza reală şi viteza medie

La curgerea în conducte, viteza particulelor are valoarea cea mai mare în axa conductei şi scade spre perete, pe fața căruia particulele aderente au viteza zero. Viteza

măsurată în fiecare punct al curentului reprezintă viteza reală în acel punct. In calculele tehnice se utilizează viteza medie, care este media vitezelor reale în secțiunea conductei. Distribuția vitezei în secțiunea conductei este în funcție de felul regimului de curgere.

Regimul de curgere în conducte poate fi laminar sau turbulent în funcție de mărimea numărului Reynolds. Dacă Re < 2320, curgerea este laminară, iar dacă Re > 3000 curgerea este în majoritatea cazurilor turbulentă. La valori 2320 < Re < 3000 curgerea are un regim tranzitoriu, putând trece la cea mai mică perturbație din laminară în turbulentă, sau invers dacă perturbația este înlăturată. Valoarea Re la care apare regimul turbulent depinde şi de natura perturbațiilor (intrarea în conductă, coturi, robinete, filtre, vibrații etc.). Valoarea limită Re, deasupra căreia poate să apară regimul turbulent reprezintă valoarea critică. In curgerea laminară, curba de repartiție a vitezelor după diametrul conductei este o parabolă (fig.2.1 a), deci viteza medie este jumătate din viteza maximă. La curgerea turbulentă, repartiția vitezelor se face după o curbă asemănătoare cu o parabolă, dar cu vârful aproape plat (fig.2.1 b). In stratul

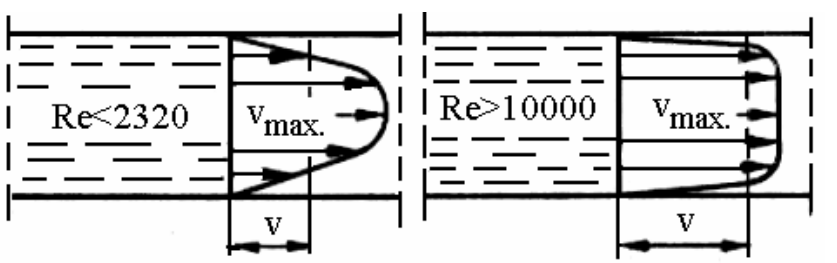


Fig. 2.1 Curba de repartiție a vitezelor după diametrul conductei.
a – curgere laminară, b – curgere turbulentă.

limită viteza scade brusc până la zero. Valoarea vitezei medii depinde de gradul de turbulență şi poate fi (0,5…0,85) din viteza maximă.

Repartiția vitezelor descrisă anterior este valabilă numai pentru o curgere stabilizată, care poate fi observată numai la o anumită distanță de la intrarea fluidului într-o conductă cu diametrul D_c, această distanță fiind un multiplu al diametrului conductei.

2.5.2 Viteza materialului în conducte

În conducte cu secțiune constantă, viteza lichidelor incompresibile este considerată constantă pe tot traseul. Acest fenomen este exprimat în hidraulică prin legea continuității la curgerea lichidelor:

$$S_1 \cdot v_1 = S_2 \cdot v_2 \qquad (2.29)$$

unde: S_1 şi S_2 - secţiuni de trecere în [m^2];

v_1 şi v_2 – viteze de curgere în [m/s].

În cazul gazelor, legea continuităţii nu este la fel ca la lichide, acest fapt fiind reţinut la dimensionarea conductelor de transport pneumatic.

Dacă într-un anumit loc al conductei presiunea aerului este p_1, atunci după parcurgerea unei distanţe oarecare se constată o presiune $p_2 < p_1$, datorită pierderilor de presiune ca urmare a frecărilor cu peretele conductei. Considerând cazul practic, când destinderea este izotermă, volumul unei cantităţi oarecare de aer variază după legea Boyle Mariotte:

$$p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2 \qquad (2.30)$$

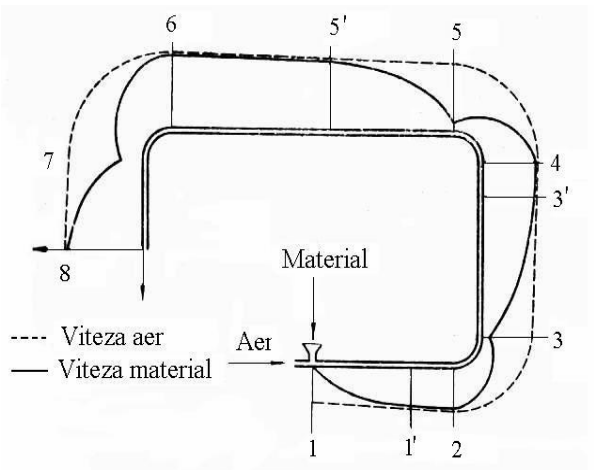


Fig. 2.2 Reprezentarea grafică a variaţiei vitezei aerului şi materialului într-o conductă cu trei coturi.

În baza acestei relaţii, când la un capăt al conductei presiunea este de 10^5 N/m^2, iar la celălalt capăt de $2 \cdot 10^5$ N/m^2, înseamnă că volumul aerului s-a dublat. Admiţând conducta cu secţiune constantă înseamnă că şi viteza aerului s-a dublat.

Variaţia vitezei aerului în lungul conductei de transport este importantă şi trebuie determinată pe secţiuni, ţinând seama de pierderile de presiune în porţiunile de conductă dreaptă, cât şi în curbe, deoarece viteza materialului în conducte este legată de viteza aerului. Se constată că la un traseu cu tronsoane drepte cât şi curbe, atât viteza aerului cât şi viteza materialului variază de-alungul traseului. În figura 2.2 este prezentată variaţia vitezei aerului şi materialului într-o conductă de transport pneumatic cu secţiune constantă şi cu trei curbe pe traseu.

Materialul este introdus în conductă în secţiunea 1 şi se transportă pe orizontală pe porţiunea 1-2. În portiunea 1-1', materialul este accelerat de la viteza zero la viteza de regim, care întotdeauna este mai mică decât viteza curentului. Pe porţiunea 1'-2 între viteza aerului şi cea a materialului se păstrează aproximativ aceeaşi diferenţă. În zona curbă 2-3 viteza materialului scade brusc până la o valoare

care se poate apropia de zero, datorită schimbării direcției de la orizontală la verticală. Fenomenele se repetă în porțiunile de accelerare 3-3', 5-5' și la curbele 4-5 și 6-7. Este important ca porțiunile de conductă dreaptă 1-2, 3-4, 5-6, să nu fie mai scurte decât porțiunile de accelerare a materialului 1-1', 3-3', 5-5'. Nerespectarea acestui principiu de bază, la alegerea traseului conductei de transport pneumatic, face ca materialul să intre în curbă înainte de a se atinge viteza de regim. În acest caz, pentru a se evita înfundarea conductelor la curbe, este necesar ca viteza aerului să fie mai mare ca viteza economică. Acest lucru determină scumpirea instalației și un consum de energie mai ridicat.

Viteza materialului în curbe.

La intrarea materialului în curbă fluxul transportat este un amestec de aer și material. Aerul are viteza v_a și materialul viteza v_{mi} (fig.2.3). Datorită forței centrifuge particulele sunt împinse către peretele exterior și sedimentul alunecă pe toată lungimea curbei producând o frecare între perete și material. Fenomenul de alunecare se produce cu salturi. După curbă, frecarea materialului de perete scade și particulele solide formează iarăși un amestec cu aerul de transport. Căderea de presiune pe lungimea curbei, creşte foarte puțin la transportul materialului, față de căderea de presiune la transportul aerului curat pe aceeași curbă. Pierderea de presiune apare după curbă. În curbă, materialul este frânat datorită alunecării sale pe perete, respectiv datorită frecării. Acțiunea curentului de aer asupra materialului este redusă, deoarece materialul este împins spre perete de forța centrifugă. Materialul alunecă de-alungul curbei în special datorită vitezei pe care a avut-o la intrarea în curbă. Dacă la intrarea în curbă materialul a avut viteza v_{mi}, la ieşirea din curbă materialul va avea viteza $v_{me} < v_{mi}$.

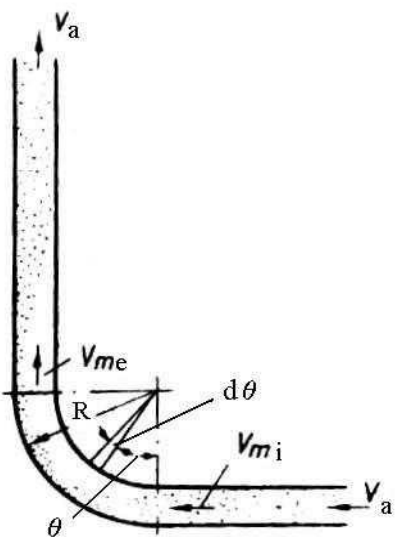


Fig. 2.3 Deplasarea materialului în curbe

Pe un element de lungime $Rd\theta$ se găseşte cantitatea de material $(Q_m/v_m)Rd\theta$ (fig.2.3), care dă forțele:

- F_1 – forța datorită greutății:

$$F_1 = \frac{Q_m}{v_m} \cdot R \sin\theta \cdot \mathrm{d}\theta \qquad (2.31)$$

- F_2 – forța de frecare datorită greutății:

$$F_2 = \frac{Q_m}{v_m} \cdot \mu_m \cdot R \cos\theta \cdot \mathrm{d}\theta \tag{2.32}$$

- F_3 – forța de frecare datorită forței centrifuge:

$$F_3 = \frac{Q_m}{g v_m} \cdot R \cdot \mu_m \cdot \frac{v_m^2}{R} \cdot \mathrm{d}\theta \tag{2.33}$$

unde: Q_m – cantitatea (debitul) de material [N/s];

R – raza curbei [m];

θ – unghiul curbei în radiani;

μ_m – coeficient de frecare, care se determină experimental, prin alunecarea materialului pe plan înclinat (μ_m=0,36 pentru grâu).

Ecuația generală, pentru cazul unei curbe de la orizontală la verticală în sus, se scrie sub forma:

$$\mu_m \left(\frac{v_m^2}{R} + g \cdot \cos\theta \right) + g \cdot \sin\theta + \frac{v_m}{R} \cdot \frac{\mathrm{d}v_m}{\mathrm{d}\theta} = 0 \tag{2.34}$$

Ecuația de mai sus se poate scrie şi pentru curbe cu alte poziții în spațiu, aceste ecuații diferențiale putându-se integra pentru fiecare caz în parte.

Datorită modificării vitezei se va produce o cădere de presiune în conductă. Căderea de presiune este dependentă de mărimea unghiului θ şi de raportul R/D_c.

În continuare sunt prezentate soluțiile ecuațiilor diferențiale privind frânarea materialului în curbe, pentru diferite poziții ale curbei în spațiu.

În aceste relații v_{me} – viteza materialului la iesire din curbă, v_{mi} – viteza materialului la intrare în curbă, μ_m – coeficient de frcare pentru material, θ– mărimea unghiului de cuprindere al curbei.

Curbă în plan orizontal

$$v_{me} = v_{mi} \cdot e^{-\mu_m \cdot \theta} \tag{2.35}$$

Curbă de la orizontală la verticală în sus

$$v_{me} = e^{-\mu_m \cdot \theta} \sqrt{v_{mi}^2 + \frac{2Rg}{4\mu_m^2 + 1} \left\{ \left(2\mu_m^2 - 1\right) - e^{2\mu_m \cdot \theta} \left[\left(2\mu_m^2 - 1\right) \cos\theta + 3\mu_m \sin\theta \right] \right\}} \tag{2.36}$$

Curbă de la verticală în sus la orizontală

$$v_{me} = e^{-\mu_m \theta} \sqrt{v_{mi}^2 + \frac{2Rg}{4\mu_m^2 + 1} \left\{ 3\mu_m + e^{2\mu_m \theta} \left[\left(2\mu_m^2 - 1\right) \sin\theta - 3\mu_m \cos\theta \right] \right\}} \qquad (2.37)$$

Relația (2.37) este valabilă numai pentru $g \sin\theta < \frac{v_{me}^2}{R}$.

Curbă de la orizontală la vericală în jos

$$v_{me} = e^{-\mu_m \theta} \sqrt{v_{mi}^2 - \frac{2Rg}{4\mu_m^2 + 1} \left\{ \left(2\mu_m^2 - 1\right) + e^{2\mu_m \theta} \left[\left(2\mu_m^2 - 1\right) \cos\theta + 3\mu_m \sin\theta \right] \right\}} \qquad (2.38)$$

Relația (2.38) este valabilă numai pentru $g \cos\theta < \frac{v_{me}^2}{R}$.

Curbă de la verticală în jos la orizontală

$$v_{me} = e^{-\mu_m \theta} \sqrt{v_{mi}^2 - \frac{2Rg}{4\mu_m^2 + 1} \left\{ 3\mu_m - e^{-\mu_m \theta} \left[\left(2\mu_m^2 - 1\right) \sin\theta - 3\mu_m \cos\theta \right] \right\}} \qquad (2.39)$$

Calculele efectuate arată că pentru zone curbe de la orizontală în sus, pierderea de presiune, respectiv căderea de viteză, este mai mică pentru raze de curbură mici. Din contră, pentru curbe de la verticală în sus la orizontală, o rază de curbură mare este mai favorabilă. În ultimul caz, căderea de viteză este minimă, dacă de-alungul conductei se respectă condiția:

$$g \sin\theta \approx \frac{v_m^2}{R} \qquad sau \qquad R \approx \frac{v_m^2}{g \cdot \sin\theta}$$

Măsurările făcute la o instalație experimentală arată o bună concordanță între teorie şi realitate.

2.5.3 Viteza de regim a materialului

Viteza de plutire a particulelor, în cazul în care acestea stau pe loc şi curentul de aer este ascendent, sau viteza de cădere liberă în cazul în care ea devine staționară

după perioada de accelerare, sunt egale. Aceasta datorită faptului că ceea ce influențează echilibrul de forțe este viteza relativă între particulă şi mediul de aer.

Forțele care acționează asupra norului de material determină raportul între viteza materialului şi viteza aerului. Se consideră starea de regim atunci când viteza materialului este constantă şi viteza aerului este suficient de mare pentru a avea o repartiție uniformă a materialului în secțiunea conductei.

$$F_a - F_i - F_f = 0 \tag{2.40}$$

unde: F_a – forța propulsivă produsă de curentul de aer;

F_i – forța rezistentă produsă de ciocnirea materialului de peretele conductei;

F_f – forța rezistentă produsă de frecarea materialului care se târăşte pe conductă, datorită greutății.

În relația (2.40) nu intră forța de inerție deoarece raportul de forțe se analizează pentru starea de regim, când viteza materialului este constantă.

Forța propulsivă se poate exprima sub forma:

$$F_a = G_m \left(\frac{v_a - v_m}{v_p} \right)^2 \tag{2.41}$$

unde: G_m - greutatea norului de material [N];

v_p - viteza de plutire [m/s];

v_a – viteza aerului [m/s];

v_m – viteza materialului [m/s].

Forța rezistentă F_i,, produsă de ciocnirea materialului de peretele conductei, este dată de relația:

$$F_i = \pi \cdot D_c \cdot \Delta l \cdot \tau \tag{2.42}$$

Efortul unitar τ, tangențial la peretele conductei, este dat de ciocnirea particulelor şi este proporțional cu forța de inerție a norului de produs. În consecință este valabilă relația:

$$\tau = \frac{G_m}{g \cdot D_c^2 \cdot \pi \cdot \Delta l} \cdot \frac{v_m^2}{2} \cdot \lambda_m^* \tag{2.43}$$

în care factorul de proporționalitate λ_m^* este o constantă a materialului, care se poate determina experimental. Introducând expresia lui τ în relația (2.42) se obține:

$$F_i = \frac{G_m}{g \cdot D_c} \cdot \frac{v_m^2}{2} \cdot \lambda_m^* \tag{2.44}$$

Dacă într-o secțiune a conductei se transportă în unitatea de timp o masă de produs *m*, atunci greutatea produsului, care se deplasează în interiorul unui element de conductă *Δl*, este dată de relația:

$$G_m = g \cdot m \cdot \frac{\Delta l}{v_m} \tag{2.45}$$

Introducând relația (2.45) în relația (2.44) se obține:

$$F_i = \frac{1}{2} \cdot v_m \cdot \frac{\Delta l}{D_c} \cdot m \cdot \lambda_m^* \tag{2.46}$$

Forța rezistentă produsă de frecarea materialului care se târăşte pe conductă, datorită greutății, este proporțională cu greutatea materialului G_m, conform relației:

$$F_f = G_m \cdot \beta \tag{2.47}$$

Cu ajutorul relațiilor (2.41), (2.44) şi (2.47), ecuația (2.40) se poate scrie sub forma:

$$\left(\frac{v_a - v_m}{v_p}\right)^2 - \frac{v_m^2}{2 \cdot g \cdot D_c} \cdot \lambda_m^* - \beta = 0 \tag{2.48}$$

După înmulțirea cu $(v_p/v_a)^2$, relația (2.48) capătă forma:

$$\left(1 - \frac{v_m}{v_a}\right)^2 - \frac{\lambda_m^*}{2} \cdot \frac{v_p^2}{g \cdot D_c}\left(\frac{v_m}{v_a}\right)^2 - \beta\left(\frac{v_p}{v_a}\right)^2 = 0 \tag{2.49}$$

După introducerea numerelor lui Froude şi împărțirea cu F_r^*

$$F_r = \frac{v_a^2}{g \cdot D_c} \quad \text{şi} \quad F_r^* = \frac{v_p^2}{g \cdot D_c}$$

ecuația (2.49) va avea forma:

$$\frac{v_m}{v_a} = \frac{1 - \sqrt{\frac{1}{2} \cdot \lambda_m^* \cdot F_r^* \left[1 - \beta\left(\frac{F_r^*}{F_r}\right)\right] + \left(\frac{F_r^*}{F_r}\right) \cdot \beta}}{1 - \frac{1}{2}\lambda_m^* \cdot F_r^*} \tag{2.50}$$

Această relație se poate utiliza pentru determinarea vitezei materialului v_m.

Factorul de proporționalitate β are valoarea 1 pentru conducte verticale, ceea ce înseamnă că greutatea materialului nu acționează pe pereții conductei şi rezistența produsă este egală cu greutatea produsului. Dacă este o conductă înclinată, trebuie ca β să aibă cel puțin valoarea $\beta = \sin\alpha$, unde cu α s-a notat unghiul de înclinare al conductei față de orizontală. Pentru conducte orizontale, β este egal cu coeficientul de

frecare la alunecarea granulelor pe perete. Se poate considera $\beta=v_p/v_a$ cu condiția ca valoarea rezultată să nu fie mai mare decât coeficientul de frecare la alunecarea granulelor pe perete. Cu această ocazie se consideră că la viteze mai mari ale aerului, particulele de material sunt purtate de forța aerului.

Pe baza considerațiilor făcute pentru conducte orizontale, se poate scrie pentru conducte oblice:

$$\beta = \sin\alpha + \frac{v_p}{v_a}\cos\alpha$$

sau

$$\beta = \sin\alpha + \mu_m \cos\alpha$$

unde μ_m reprezintă coeficientul de frecare în cazul alunecării la perete.

Dacă transportul pneumatic se face în domeniul I de funcționare, când materialul este transportat în stare de suspensie şi repartiția sa în întreaga conductă este uniformă, deci pentru viteze mari de transport, se poate admite β=0 şi astfel ecuația (2.50) devine:

$$\frac{v_m}{v_a} = \frac{1-\sqrt{\frac{1}{2}\cdot\lambda_m^*\cdot F_r^*}}{1-\frac{1}{2}\cdot\lambda_m^*\cdot F_r^*} = \frac{1-\sqrt{\frac{1}{2}\lambda_m^* F_r^*}}{\left(1+\sqrt{\frac{1}{2}\cdot\lambda_m^*\cdot F_r^*}\right)\left(1-\sqrt{\frac{1}{2}\lambda_m^*\cdot F_r^*}\right)} \qquad (2.51)$$

sau împărțind cu numărătorul, relația (2.51) devine:

$$\frac{v_m}{v_a} = \frac{1}{1+\sqrt{F_r^*}\sqrt{\frac{1}{2}\lambda_m^*}} \qquad (2.52)$$

Relațiile scrise anterior sunt valabile numai pentru particule începând de la o anumită dimensiune şi pentru viteze relative care dau R_e <200 000. Relația (2.41) şi, în consecință, relația (2.52) sunt valabile în cazul în care coeficientul ψ, stabilit pentru viteza de plutire, este egal sau apropiat cu ψ' de la transportul pneumatic. Relația (2.52) se poate aplica pentru materiale granulare care au cel puțin dimensiunile indicate în tabelul 2.7, în care se dau diametrele minime ale particulelor de material în funcție de greutatea specifică a materialului şi pentru viteze relative, care dau R_e<2 000.

Din tabelul 2.8 rezultă că ψ rămâne aproximativ constant pentru R_e variind între 1 000 şi 200 000, acesta fiind şi domeniul de valabilitate al ecuației (2.41).

Tabelul 2.7 Diametrul minim al particulelor pentru R_e=1 000, calculat la diferite greutăți specifice ale materialului.

γ_m [N/m^3]	1 000	2 000	3 000	4 000	5 000
d_{min} [mm]	2	1,5	1,3	1,1	0,95

Tabel 2.8 Variația coeficientului de presiune ψ al particulelor sferice, în funcție de R_e

R_e	10^3	2.10^3	3.10^3	5.10^3	7.10^3	10^4	2.10^4	3.10^4	5.10^4	7.10^4	10^5	2.10^5
ψ	0,46	0,42	0,4	0,38	0,39	0,40	0,45	0,47	0,49	0,5	0,48	0,42

Dacă coeficientul ψ, stabilit pentru viteza de plutire este diferit de coeficientul ψ', dat de viteza relativă de la transportul pneumatic, relația (2.41) devine:

$$F_a = G_m \frac{\psi'}{\psi}\left(\frac{v_a - v_m}{v_p}\right)^2 \tag{2.53}$$

iar relația (2.50) se va transforma în:

$$\frac{v_m}{v_a} = \frac{\frac{\psi'}{\psi} - \sqrt{\frac{1}{2}\cdot\lambda_z^* F_r^*\left[\frac{\psi'}{\psi} - \left(\frac{F_r^*}{F_r}\right)\cdot\beta\right] + \frac{\psi'}{\psi}\left(\frac{F_r^*}{F_r}\right)\beta}}{\frac{\psi'}{\psi} - \frac{1}{2}\lambda_z^* F_r^*} \tag{2.54}$$

Valorile lui ψ şi ψ', se pot lua din tabelul 2.9, care este valabil pentru particule mai mari de 10^{-4} cm. Relația (2.54) se poate utiliza şi pentru particule de dimensiuni mici. În cazul materialelor cu o granulație fină, viteza de plutire nu este identică cu viteza de plutire a unei particule individuale. Trebuie să se folosească viteza de plutire a norului de material.

Forța rezistentă F_i, s-a calculat admițând că ea se datorește ciocnirii particulelor de perete. Factorul de proporționalitate λ_m^* trebuie să fie, în acest caz, o constantă a materialului transportat şi depinde de materialul din care este făcută conducta, aşa cum se cunoaşte din legile ciocnirii corpurilor.

În cadrul experiențelor efectuate, au fost făcute măsurări pe grâu, huilă, cocs, sfere de sticlă, cuarț, carborundum şi sfere de sticlă sparte, astfel încât condițiile experimentale au corespuns celor din transportul pneumatic. Eroarea de determinare pentru λ_m^* este evaluată la circa 25%. În tabelul 2.10 se dau rezultatele măsurătorilor experimentale pentru λ_m^*.

Tabelul 2.9 Coeficientul de presiune ψ al particulelor sferice.

R_e	ψ	R_e	ψ
0,1	240	600	0,50
0,2	120	1000	0,46
0,3	80	2000	0,42
0,5	49,5	3000	0,40
0,7	36,5	5000	0,385
1,0	26,5	7000	0,390
2,0	14,4	10000	0,405
3	10,4	20000	0,45
5	6,9	30000	0,47
7	5,4	50000	0,49
10	4,1	70000	0,50
20	2,55	100000	0,48
30	2,00	200000	0,42
50	1,50	300000	0,20
70	1,27	400000	0,084
100	1,07	600000	0,1
200	0,77	1000000	0,13
300	0,65	3000000	0,2
500	0,55		

Tabelul 2.10 Rezultate experimentale ale factorului de proportionalitate λ_m^*

Produsul de transportat	Materialul din care este făcut discul	λ_m^*	Produsul de transportat	Materialul din care este făcut discul	λ_m^*
Cocs Ø= 5 mm l=4,5mm	Oțel călit	0,0014	**Grâu**	Aluminiu dur	0,0032
	Oțel moale	0,0034		Cupru moale	0,0030
	Aluminiu dur	0,0040	**Huilă** Ø=3-5 mm	Oțel călit	0,0023
	Cupru moale	0,0019		Oțel moale	0,0019
Grâu	Oțel călit	0,0032		Aluminiu dur	0,007
	Oțel moale	0,0024		Cupru moale	0,0012
Sfere de sticlă Ø= 4 mm	Oțel călit	0,0025	**Carbo-rund** Ø=3-5 mm	Aluminiu dur	0,0360
	Oțel moale	0,0032		Oțel călit	0,0060
	Aluminiu dur	0,0051	**Cuarț** **Ø=3-5 mm**	Oțel moale	0,0072
Sfere de sparte Ø= 8 mm	**sticlă**			Aluminiu dur	0,0185
	în trei părți			Cupru moale	0,031
	Oțel moale	0,0124			

2.5.4 Perioada de accelerare

Pentru transportul pe orizontală, analiza perioadei de accelerare este importantă pentru practică mai ales pentru stabilirea lungimii de accelerare. Se analizează variația vitezei în perioada de accelerare, timpul de accelerare şi lungimea porțiunii de accelerare. Unii autori nu tratează separat forța rezistentă datorată târârii materialului, ci o includ în forța de rezistență datorită ciocnirilor. Se admite, de altfel, că forța rezistentă datorată greutății este neglijabilă la viteze mari şi la transportul pe orizontală. Forțele care acționează asupra unei particule în perioada de accelerare, sunt:

- forța propulsivă (ascensională) produsă de curentul de aer:

$$F_a = \psi \cdot A_p \cdot v_r^2 \cdot \frac{\gamma}{2g} \tag{2.55}$$

- forța rezistentă datorată ciocnirilor:

$$F_i = \xi_v \cdot m_1 \cdot \frac{v_m^2}{2} \tag{2.56}$$

- forța de inerție:

$$F_{in} = m_1 \cdot a = m_1 \cdot \frac{\mathrm{d}v_m}{\mathrm{d}t} \tag{2.57}$$

unde: A_p – aria secțiunii particulei [m^2];

$m_1=G/g$ – masa particulei [Kg];

ξ_v – coeficient de impact;

ψ – coeficient de presiune;

$v_r = v_a - v_m$ viteza relativă [m/s];

a – acceleratia particulei [m/s^2].

Forța rezistentă F_i , care se opune accelerării ca rezultat al impactului, este proporțională cu energia cinetică a particulei, iar forța de inerție acționează numai pe porțiunea de accelerare a particulei.

Se poate scrie ecuația de echilibru a foțelor:

$$F_a = F_i + F_{in} \tag{2.58}$$

Substituind în ecuația de echilibru expresiile forțelor din relațiile de mai sus, relația (2.58) devine:

$$\frac{\gamma_a}{2g} \cdot A_p \cdot \psi (v_a - v_m)^2 = \xi_v \cdot m_1 \cdot \frac{v_m^2}{2} + m_1 \frac{\mathrm{d}v_m}{\mathrm{d}t} \tag{2.59}$$

Ecuația (2.59) se mai poate scrie sub forma:

$$Av_m^2 - Bv_m + C = m_1 \frac{\mathrm{d}v_m}{\mathrm{d}t} \tag{2.60}$$

în care s-au făcut următoarele substituiri:

$$A = \frac{\gamma_a}{2g} \cdot A_p \cdot \psi - \xi_v \frac{m_1}{2}$$

$$B = \frac{\gamma_a}{g} \cdot A_p \cdot \psi \cdot v_a$$

$$C = \frac{\gamma_a}{2g} \cdot A_p \cdot \psi \cdot v_a^2$$

Dacă se admite că ξ şi v_a sunt constante, se pot separa variabilele şi se pot integra:

$$m_1 \int_0^{v_m} \frac{\mathrm{d}v_m}{Av_m^2 - Bv_m + C} = \int_0^t \mathrm{d}t \tag{2.61}$$

După integrare se obține:

$$t = \frac{m_1}{\sqrt{B^2 - 4AC}} \cdot \ln\left[\left(\frac{2Av_m - B - \sqrt{B^2 - 4AC}}{2Av_m - B + \sqrt{B^2 - 4AC}}\right) K_0\right] \tag{2.62}$$

Valoarea constantei K_0 se determină introducând valorile inițiale t=0 şi v=0.

$$K_0 = \frac{B - \sqrt{B^2 - 4AC}}{B + \sqrt{B^2 - 4AC}} \tag{2.63}$$

Inlocuind pe K_0 cu valoarea sa, se obține timpul de accelerare:

$$t = \frac{m_1}{\sqrt{B^2 - 4AC}} \ln \frac{\left(B - \sqrt{B^2 - 4AC}\right)v_m - 2C}{\left(B + \sqrt{B^2 - 4AC}\right)v_m - 2C} \tag{2.64}$$

Ecuația de mai sus se poate scrie sub forma:

$$v_m = \frac{v_a}{1 + \beta} \cdot \frac{1 - e^{-\alpha t}}{1 - \delta e^{-\alpha t}} \tag{2.65}$$

în care:

$$\alpha = v_a \sqrt{\frac{\xi_v \cdot \gamma_a \cdot A_p \cdot \psi}{m_1 \cdot g}} \tag{2.66}$$

$$\beta = \sqrt{\frac{\xi_v \cdot m_1 \cdot g}{\gamma_a \cdot A_p \cdot \psi}} \tag{2.67}$$

$$\delta = \frac{1-\beta}{1+\beta} \tag{2.68}$$

Viteza particulei se apropie de valoarea de regim după un timp infinit de lung ($v_m \rightarrow v_{m\infty}$). Viteza de regim a particulei se obține dacă în relația (2.65) se pune condiția limită $t \rightarrow \infty$.

$$v_{m\infty} = \lim v_m = \frac{1}{1+\beta} \cdot v_a \tag{2.69}$$

unde β se determină în funcție de factorulde alunecare S_1

$$S_1 = \frac{v_a - v_{m\infty}}{v_a} \tag{2.70}$$

$$\beta = \frac{S_1}{1-S_1} \quad \text{şi} \quad \delta = 1-2S_1 \tag{2.71}$$

Ținând seama de relațiile(2.69), (2.70) si (2.71), relația (2.65) devine:

$$v_m = v_a(1-S_1)\frac{1-e^{-\alpha t}}{1-(1-2S_1)e^{-\alpha t}} \tag{2.72}$$

sau

$$v_m = v_{m\infty}\frac{1-e^{-\alpha t}}{1-(1-2S_1)\,e^{-\alpha t}} \tag{2.73}$$

Timpul de accelerare se poate determina cu relația:

$$t_1 = -\frac{1}{\alpha}\ln\frac{1-\dfrac{v_m}{v_{m\infty}}}{1-(1-2S_1)\dfrac{v_m}{v_{m\infty}}} \tag{2.74}$$

Lungimea zonei de accelerare se obține prin integrarea relației (2.72) :

$$L_1 = \int_0^{t_1} v_m\,\mathrm{d}t = v_a(1-S_1)\left[t_1 - \frac{2S_1}{\alpha(1-2S_1)}\ln\frac{1-(1-2S_1)e^{-\alpha t_1}}{2S_1}\right] \tag{2.75}$$

Relația (2.75) arată că lungimea porțiunii de accelerare, pentru conducte orizontale este independentă de viteza inițială a aerului, deoarece în membrul drept al ecuației, S_1 este constant, t_1 este inversul vitezei aerului şi α este o relație liniară de viteza aerului. Efectul vitezei aerului asupra timpului de pornire este exprimat în relația (2.74). Pentru o eroare a acceleraţiei particulei în limita de 5%, factorul

logaritmic din ecuație devine constant şi α devine o funcție liniară de viteză (relația 2.66). Astfel, timpul de pornire este o funcție inversă de viteza aerului:

$$t_1 = \frac{const.}{v_a} \tag{2.76}$$

Experimental s-a stabilit pentru grâu $\alpha = 0{,}126 v_a$, iar $t_1 = 22/v_a$ [sec.]. Dacă grâul se deplasează într-o conductă orizontală cu $v_m/v_{m\infty}=0{,}95$, lungimea porțiunii de pornire este $L_1=9{,}2$m. Ea este independentă de viteza aerului.

Pentru transportul pe verticală. Relațiile stabilite anterior pot fi aplicate şi pentru transportul pe verticală.Trebuie să se țină seama că alunecarea S_1 nu mai este o constantă a materialului ci este dependentă de viteza aerului. De asemenea intervine şi greutatea aerului ca forță în direcție axială a conductei. În acest caz, ecuația de echilibru capătă forma:

$$F_a = G_1 + F_i + F_{in} \tag{2.77}$$

sau dezvoltat:

$$\frac{\gamma_a}{2g} \cdot A_p \cdot \psi (v_a - v_m)^2 - G_1 - m_1 \cdot \xi_f \cdot \frac{v_m^2}{2} = m_1 \frac{\mathrm{d}v_m}{dt} \tag{2.78}$$

Rezolvarea ecuației (2.78) conduce la soluția:

$$v_m = v_a \beta' \frac{1 - e^{-\alpha' t}}{1 - \delta' \cdot e^{-\alpha' t}} \tag{2.79}$$

unde, pentru simplificare, s-au pus următoarele constante:

$$\alpha' = \frac{\sqrt{B^2 - 4A'C'}}{m_1}$$

$$\beta' = \frac{B - B'}{B + m_1 \alpha'}$$

$$\delta' = \frac{B - m_1 \alpha'}{B + m_1 \alpha'}$$

$$B = \frac{\gamma_a}{g} \cdot A_p \cdot \psi \cdot v_a$$

$$B' = \frac{\gamma_a}{g} \cdot A_p \cdot \psi \cdot \frac{v_p^2}{v_a}$$

$$A' = \frac{B}{2v_a} - \frac{m_1}{2} \cdot \xi_f$$

$$C' = \frac{B}{2} v_a = G_1$$

Constanta A' are o formă identică cu constanta A, din relația (2.60) cu deosebirea că se înlocuieşte coeficientul de impact ξ_v cu ξ_f, deoarece au valori diferite. Valoarea lui B' din constanta β' are interpretarea următoare: greutatea unei particule singulare când se găseşte în echilibru se poate exprima prin relația (2.80) deoarece, în acest caz, forța datorită greutății corpului este egală cu forța datorită presiunii curentului de aer. Transportul vertical este posibil dacă $v_a > v_p$.

$$G_1 = \frac{\gamma_a}{2g} \cdot A_p \cdot \psi \cdot v_p^2 \tag{2.80}$$

Timpul de accelerare se obține din relația:

$$t_i = -\frac{1}{\alpha'} \ln \frac{1 - \dfrac{v_m}{v_{m\infty}}}{1 - \delta' \dfrac{v_m}{v_{m\infty}}} \tag{2.81}$$

Lungimea porțiunii de accelerare se obține prin integrarea ecuației (2.79)

$$H = \beta' v_a \left(t_i - \frac{1 - \delta'}{\alpha' \cdot \delta'} \ln \frac{1 - \delta' \cdot e^{-\alpha t_i}}{1 - \delta'} \right) \tag{2.82}$$

In cazul transportului pe verticală, coeficientul de impact ξ_f este diferit de cel de la transportul pe orizontală, notat ξ_v. Astfel pentru grâu în conducte orizontale ξ_v = 0,077, iar în conducte verticale ξ_f = 0,186, când v_a=30 m/s. După [2] aceşti coeficienți ar trebui să fie identici, dacă conductele au aceeaşi rugozitate. După alți autori rezultă că, la transportul pe verticală este necesar un surplus de energie pentru accelerarea particulelor rămase în urmă la peretele conductei.

Se poate găsi legătura între coeficientul ξ_v şi coeficientul λ_m^*, deoarece ambii coeficienți determină forța rezistentă în cazul mişcării staționare.

$$\xi_v = \lambda_m^* \frac{1}{D_c} + \frac{2g}{v_m^2} \beta \tag{2.83}$$

$$\text{unde } \beta = \frac{v_p}{v_a}$$

O concluzie de care s-a mai amintit este faptul că, în cazul conductelor orizontale, lungimea porțiunii de accelerare este o constantă a materialului independentă de viteza aerului. Pentru practică este important să se determine viteza de regim şi lungimea porțiunii de accelerare.

2.6 Căderea de presiune în conductele de transport

Calculul pierderilor de presiune în cazul amestecurilor de aer şi material pe conducte este legat de calculul pierderilor de presiune datorită deplasării aerului. De aceea, înainte de a se studia pierderile de presiune la transportul amestecurilor aer-material pe conducte, se vor analiza pierderile de presiune la transportul aerului pe conducte.

2.6.1 Rezistenţe în conducte

La curgerea fluidelor în conducte, când curgerea este laminară, rezistenţa de frecare este proporţională cu viteza şi totodată depinde de forma şi mărimea suprafeţei; ea nu depinde de densitatea fluidului. In curgerea turbulentă, rezistenţa de frecare este proporţională cu pătratul vitezei şi depinde de densitatea fluidului, precum şi de forma şi mărimea suprafeţei pereţilor.

Viteza reală de curgere este mai mică decât viteza teoretică, fiindcă o parte din energia potenţială se consumă pentru învingerea frecărilor.

Dacă V este debitul volumic de fluid transportat, în [m^3/s], iar $\Delta p / \gamma = H$ este pierderea totală de presiune, în [m], în conductă, atunci energia E consumată prin frecări este:

$$E = V \cdot \gamma \cdot H \quad \left[\frac{\mathrm{N \cdot m}}{\mathrm{s}}\right] \tag{2.84}$$

Dacă în conductă nu ar exista rezistenţe, atunci mărimea $\frac{\Delta p}{\gamma} = H$, care constituie pierderea de presiune statică, cauzată de frecări ar comunica fluidului un spor de viteză. Prin urmare pierderea de presiune Δp se poate exprima printr-o fracţiune din energia cinetică (sau din presiunea dinamică) sub forma :

$$\Delta p = C \cdot \frac{v^2}{2g} \cdot \gamma \quad \left[\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{m}^2}\right] \tag{2.85}$$

unde C' este coeficientul global de rezistenţă care trebuie determinat.

Rezistenţele care se referă la frecările în conducte drepte cu secţiune constantă se numesc *rezistenţe liniare*, iar cele care se referă la frecările în curbe, coturi, schimbări de secţiune, ramificaţii, robinete etc., se numesc *rezistenţe locale* .

Rezistențe liniare. Frecarea interioară a unui fluid în mişcare depinde de vâscozitate, de densitate şi de viteză, deci este o funcție de numărul lui Reynolds. De asemenea, este evident că frecarea va fi cu atât mai mare, cu cât conducta este mai lungă şi cu cât diametrul ei va fi mai mic, deoarece rezistența în stratul marginal este proporțională cu perimetrul πD_c şi viteza este invers proporțională cu secțiunea $\pi D_c^2 / 4$. Deci, coeficientul de rezistență al unui fluid care curge printr-o conductă dreaptă de secțiune constantă, poate fi exprimat sub forma:

$$C' = \varphi(\mathrm{Re}) \cdot \frac{l}{D_c} \tag{2.86}$$

iar pierderea de presiune:

$$\Delta p_f = \varphi(\mathrm{Re}) \cdot \frac{l}{D_c} \cdot \frac{v^2}{2g} \cdot \gamma \tag{2.87}$$

Funcția $\varphi(\mathrm{Re})$ se numeşte coeficient de frecare şi se notează :

$$\lambda = \varphi(\mathrm{Re}) \tag{2.88}$$

Substituind ecuația (2.88) în (2.84) se obține:

$$\Delta p_f = \lambda \cdot \frac{l}{D_c} \cdot \frac{v^2}{2g} \cdot \gamma \quad \left[\mathrm{N/m^2}\right] \tag{2.89}$$

Pierderea de presiune pe unitatea de lungime $(\Delta p / l)$ se numeşte pantă hidraulică.

În regim laminar, coeficientul de frecare λ depinde numai de numărul Reynolds şi se calculează cu relația:

$$\lambda = \frac{64}{\mathrm{Re}} \tag{2.90}$$

În regim turbulent, coeficientul de frecare λ este influențat atât de caracterul curgerii (valoarea Re) cât şi de o altă caracteristică adimensională, anume rugozitatea relativă δ / D_c, unde δ reprezintă rugozitatea absolută a conductei exprimată prin înălțimea medie a neregularităților şi ieşiturilor, măsurată în milimetri.

Influența mărimilor Re şi δ / D_c, nu este aceeaşi în întreg domeniul curgerii turbulente, deosebindu-se trei zone. Pentru rugozități absolute mici şi numere Reynolds mici, coeficientul λ depinde numai de Re, această curgere fiind denumită netedă hidraulic. La depăşirea unei limite, care este determinată de numărul Reynolds şi de diametrul conductei, coeficientul λ depinde numai de rugozitatea relativă δ / D_c, zona curgerii complet rugoase, deci λ rămâne constant pentru o anumită

conductă, când numerele Reynolds cresc. Intre aceste zone se situează o zonă de tranziție, în care coeficientul λ este influențat atât de Re cât şi de δ / D_c .

Această comportare se explică prin faptul, că şi în regimul turbulent există în lungul peretelui un strat cu curgere laminară (stratul limită), a cărui grosime scade pe măsură ce creşte numărul Reynolds. In zona hidraulic netedă, rugozitățile peretelui conductei sunt acoperite de stratul de curgere laminară şi nu exercită nici o influență. In zona de tranziție, rugozitățile peretelui ies tot mai mult afară din stratul periferic, influențând curgerea până când, în zona curgerii complet rugoase, rugozitățile peretelui influențează direct regimul de curgere.

Cele trei zone ale regimului turbulent pot fi exprimate matematic prin relațiile următoare:

- pentru zona hidraulic netedă:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2\lg\left(\mathrm{Re}\sqrt{\lambda}\right) - 0{,}8 \tag{2.91}$$

- pentru zona hidraulic rugoasă:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1{,}14 - 2\lg\frac{\delta}{D_c} \tag{2.92}$$

- pentru zona de tranziție:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2\lg\left[\frac{2{,}51}{\mathrm{Re}\sqrt{\lambda}} + \frac{\delta / D_c}{3{,}72}\right] \tag{2.93}$$

Analizarea acestor relații scoate în evidență următoarele:

- la conducte netede λ scade cu Re;

- trecerea în zona de curgere turbulentă (Re>2320) este însoțită de creşterea coeficientului de frecare;

- în zona de tranziție, cu cât rugozitatea este mai mare, cu atât coeficientul de frecare este mai mare;

- influența rugozității creşte cu turbulența, dar numai până la o anumită valoare Re, la care rezistența hidraulică devine proporțională cu pătratul vitezei; mai departe λ este independent de Re şi depinde de rugozitatea relativă.

Rezistențe locale. Sunt considerate rezistențe locale, toate schimbările de direcție, ramificatiile, armăturile şi aparatele, precum şi toate reducțiile sau creşterile de secțiune ale unei conducte.

Pierderea de presiune determinată de rezistențele locale se determină cu relația generală (2.85), în care coeficientul global de rezistență C se înlocuieşte cu un coeficient ξ specific rezistenței locale. Astfel:

$$\Delta p_{RL} = \xi \cdot \frac{v^2}{2g} \cdot \gamma \tag{2.94}$$

Coeficientul ξ depinde în primul rând de forma rezistenței locale; influența celorlalți factori (vâscozitate, greutate specifică, viteza) este așa de mică încât poate fi neglijată. Acest coeficient este considerat ca un coeficient de formă a rezistenței locale, care, spre deosebire de coeficientul de frecare λ al conductelor, nu depinde de numărul Reynolds.

Uneori, rezistențele locale se exprimă printr-o rezistență liniară corespunzătoare unei lungimi echivalente l_e care rezultă din egalitatea:

$$\xi \frac{v^2}{2g}\gamma = \lambda \frac{l_e}{D_c} \cdot \frac{v^2}{2g} \cdot \gamma \tag{2.95}$$

de unde:

$$l_e = \frac{\xi}{\lambda} \cdot D_c \tag{2.96}$$

în care D_c este exprimat în metri. De exemplu, pentru un cot de 90^o şi D_c =10…60 mm, se obține $l_e \cong 30D_c$. Metoda se foloseşte în calcule estimative.

Pierderea totală de presiune. Conform ecuației (2.85), panta hidraulică într-o conductă dreaptă depinde de diametrul ei D_c , de viteza de curgere a fluidului *v* şi de coeficientul de frcare λ, care la rândul lui variază în funcție de D_c şi de *v*. Deoarece într-o rețea de conducte diametrele şi vitezele nu sunt uniforme, pentru calculul pierderii totale de presiune, rețeaua de conducte trebuie să fie împărțită în tronsoane (porțiuni), în care viteza şi diametrul sunt constante. Deci, într-un tronson pot să existe rezistențe locale cu modificări de direcție, dar nu şi ramificații. Atunci când greutatea specifică a fluidului transportat este constantă, viteza nu se modifică în tronson.

In baza relațiilor (2.85) şi (2.94), cunoscând coeficientul de frecare λ şi coeficienții rezistențelor locale ξ se poate calcula pierderea totală de presiune într-un tronson:

$$\Delta p = \left(\lambda \frac{\sum l}{D_c} + \sum \xi \right) \frac{v^2}{2g} \cdot \gamma \text{ [N/m}^2\text{]} \tag{2.97}$$

Toate lungimile *l* cuprinse între diferitele rezistențe locale existente pe tronsonul considerat, precum şi diametrul interior D_c al conductei trebuie exprimate în metri, iar viteza în metri pe secundă.

Trebuie observat că relația (2.97) este valabilă pentru conducte orizontale (sau la care diferențele de nivel se compensează). Când intervine o diferență de nivel *h*,

atunci trebuie luată în considerație şi pierderea sau câştigul de presiune datorat acestei diferențe de nivel. In acest caz ecuația devine:

$$\Delta p = \left(\lambda \frac{\sum l}{D_c} + \sum \xi \right) \frac{v^2}{2g} \cdot \gamma \pm h(\gamma - \gamma_a) \quad [\mathrm{N/m^2}] \tag{2.98}$$

unde: h - diferența de nivel [m];

γ - greutatea specifică a fluidului [$\mathrm{N/m^3}$];

γ_a - greutatea specifică a aerului [$\mathrm{N/m^3}$].

Semnul (+) se referă la cazul în care fluidul urcă în conductă, iar semnul (-) la coborâre. Se înțelege că ridicarea unui fluid mai greu decât aerul necesită un consum de presiune, iar fluidul mai uşor aduce un câştig de presiune: la coborâre situația fiind inversă.

Calculul pierderii totale de presiune nu prezintă dificultate, dacă se cunosc traseul, diametrul şi lungimea țevilor , numărul şi felul rezistențelor locale, precum şi debitul de fluid ce trebuie transportat sau viteza sa de curgere.

2.6.2 Căderi de presiune la transportul aerului în conducte scurte

Pe baza celor prezentate în § 2.6.1, la transportul aerului pe conducte există pierderi de energie pentru învingerea rezistențelor liniare sau de frecare şi a rezistențelor locale.

Pentru conducte cu secțiune constantă şi debit de aer constant, ecuația pierderilor de presiune liniare are forma:

$$p_f = \frac{\mu_a}{4R} \cdot \frac{\gamma_a \cdot v_a^2}{2g} \cdot l \quad [\mathrm{N/m^2}] \tag{2.99}$$

în care: v_a – viteza medie a aerului [m/s];

μ_a - coeficient de frecare sau de rezistență la înaintare a curentului de aer;

$R=S/P$ – raza hidraulică [m];

S– secțiunea conductei [$\mathrm{m^2}$];

P – perimetrul conductei [m];

γ_a – greutatea specifică a aerului [$\mathrm{N/m^3}$];

g – accelerația gravitațională [$\mathrm{m/s^2}$];

l – lungimea conductei [m].

Pentru conducte cu secțiune circulară, ținând seama că raza hidraulică $R=D_c/4$, relația pierderilor liniare de presiune devine:

$$p_f = \frac{\mu_a}{D_c} \cdot \frac{\gamma_a \cdot v_a^2}{2g} \cdot l \quad [\mathrm{N/m^2}] \tag{2.100}$$

Pierderile de presiune locale datorită coturilor, ramificațiilor, difuzoarelor se exprimă de obicei prin relația:

$$p_{RL} = \xi \cdot \frac{\gamma_a \cdot v_a^2}{2g} \quad [\mathrm{N/m^2}] \tag{2.101}$$

în care: $\frac{\gamma_a \cdot v_a^2}{2g}$ - presiunea dinamică sau energia cinetică a unui metru cub de aer în mișcare [N/m^2];

ξ - coeficient de rezistență locală, adimensional, care de cele mai multe ori se determină experimental.

Suma pierderilor de presiune liniare şi locale dă pierderea de presiune totală în conducte:

$$p_a = \sum p_f + \sum p_{RL} \tag{2.102}$$

Coeficientul de rezistență la deplasare a curentului de aer μ_a, similar cu λ, din relația (2.89), depinde în mare măsură de numărul lui Reynolds şi de rugozitatea conductei.

Starea interioară a conductei este caracterizată de coeficientul de rugozitate relativă *k*, ce se exprimă ca raportul între rugozitatea absolută δ şi diametrul conductei D_c.

$$k = \frac{\delta}{D_c} \tag{2.103}$$

Aşa cum s-a prezentat în § 2.6.1 regimul de curgere al fluidului este caracterizat de numărul lui Reynolds, el putând fi laminar sau turbulent. Expresia care permite calcularea numărului Reynolds este:

$$\mathrm{Re} = \frac{4v_a \cdot R}{\nu} \tag{2.104}$$

În cazul în care fluidul se scurge printr-o conductă circulară, raza hidraulică are expresia $R=D_c/4$ şi numărul lui Reynolds devine:

$$\mathrm{Re} = \frac{v_a \cdot D_c}{\nu} \tag{2.105}$$

unde: v_a - viteza aerului [m/s];

D_c – diametrul conductei [m];

ν - vâscozitatea cinematică a aerului [m^2/s];

Se remarcă faptul că numărul lui Reynolds este fără dimensiuni.

Vâscozitatea cinematică ν se poate determina cu relația:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad [\mathrm{m}^2/\mathrm{s}] \tag{2.106}$$

unde*:* η - vâscozitate dinamică sau absolută [Ns/m^2];

ρ - masa specifică [Ns^2/m^4].

Vâscozitatea cinematică, care intră în calculul numărului lui Reynolds depinde de temperatură şi de presiune şi se poate calcula cu relația (2.107), pe când vâscozitatea dinamică depinde numai de temperatură, conform relației (2.108).

$$\nu = \frac{p_0}{p}\left(10^6 \cdot \nu_0 + 0{,}1 \cdot t\right) \cdot 10^{-6} \ [\mathrm{m}^2/\mathrm{s}] \tag{2.107}$$

$$\eta = 0{,}0000176 \frac{1+\frac{114}{273}}{1+\frac{114}{T}} \sqrt{\frac{T}{273}} \quad [\mathrm{daN} \cdot \mathrm{s}/\mathrm{m}^2] \tag{2.108}$$

Relația (2.107) este aplicabilă pentru temperaturi cuprinse între t = -10^{o}C şi t = +50^{o}C. În relația (2.108), T reprezintă temperatura absolută în ^{o}K.

Pentru domeniul care interesează în cazul instalațiilor de transport pneumatic având presiunea de 10^5 Pa (760 mm Hg), parametrii caracteristici pentru aer sunt trecuți în tabelul 2.11. În conductele netede, drepte şi cilindrice, curgerea este întotdeauna laminară dacă Re<2320. Dacă se elimină toate neregularitățile din calea curentului de fluid, curgerea se menține laminară şi pentru Re>2320. Cu cât numărul Reynolds este mai mare cu atât neregularitățile influențează mai mult mişcarea turbulentă.

Tabelul 2.11 – Greutatea specifică γ_a , masa specifică ρ , vâscozitatea dinamică ν şi vâscozitatea cinematică η ale aerului la presiunea de 10^5 Pa.

Mărimea şi dimensiunea	Temperatura ^{o}C								
	-20	-10	0	10	20	40	60	80	100
γ_a [N/m^3]	13,9	13,4	12,9	12,4	12	11,2	10,6	9,9	9,4
ρ [Ns^2/m^4]	1,42	1,37	1,32	1,27	1,23	1,14	1,08	1,01	0,96
$10^6\eta$ [Ns/m^2]	15,9	16,5	17,1	17,7	18,3	19,5	20,7	21,9	23,3
$10^6\,\nu$ [m^2/s]	11,3	12,1	13,0	13,9	14,9	17,0	19,2	21,7	24,5

În figura 2.4 se reprezintă grafic legătura dintre coeficientul de rezistență μ_a, numărul lui Reynolds *Re* şi coeficientul de rugozitate relativă *k*.

După cum se vede din diagrame în domeniul regimului laminar coeficientul de rezistență μ_a este independent de coeficientul de rugozitate relativă *k* şi depinde numai de *Re*. În domeniul regimului turbulent μ_a depinde şi de *k*. Pentru conducte netede:

$$\mu_a = \frac{64}{\mathrm{Re}} \tag{2.109}$$

Pentru conducte "netede hidraulic", adică pentru domenii de mişcare caracterizate prin faptul că neregularitățile sunt mai mici decât substratul laminar aderent la perete, se poate aplica relația (2.91) sau relația experimentală:

$$\mu_a = \frac{0{,}3164}{\mathrm{Re}^{0{,}25}} \tag{2.110}$$

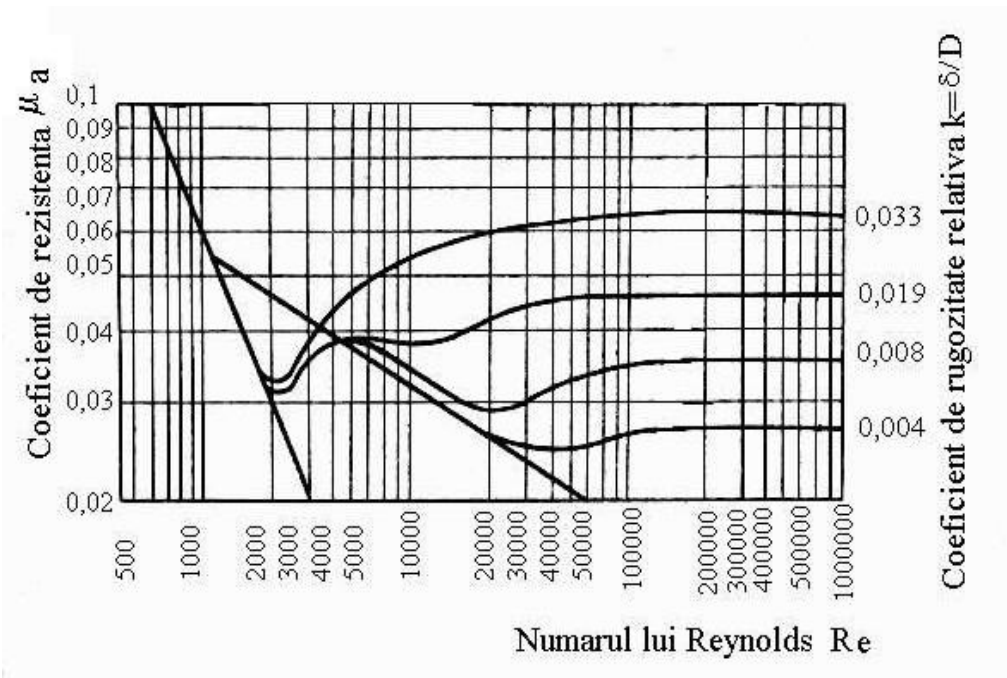


Fig. 2.4 – Reprezentarea grafică a legăturii dintre coeficientul de rezistență μ_a, numărul Re şi coeficientul de rugozitate relativă k

În cazul conductelor destinate transportului pneumatic de materiale abrazive sau neabrazive, conductele pot fi considerate "netede hidraulic".

În cazul în care conducta este destinată numai pentru transportarea aerului sau pentru transportul pneumatic de materiale neabrazive (talaş de lemn, bumbac, semințe,

etc.) şi $Re>10^5$, influenţa numărului Re devine minimă şi μ_a depinde în mod special de coeficientul de rugozitate relativă k. Cu eroarea admisă în calculele inginereşti:

$$\mu_a = 0{,}111 \cdot k^{0,25} \tag{2.111}$$

Mărimea rugozităţii absolute, necesară pentru determinarea coeficientului de rugozitate k (relaţia 2.103) se dă în tabelul 2.12.

Tabelul **2.12**– Mărimea rugozităţii absolute pentru diverse conducte.

Grupa de conducte	δ[mm]
Conducte noi de oţel	0,03-0,05
Conducte de oţel întrebuinţate (ruginite)	0,1-0,3
Conducte vechi, sudate sau trase din oţel, bine montate, tehnic netede, destinate pentru abur, supuse coroziunii.	0,2-0,5
Conducte pentru aer comprimat	0,8
Conducte vechi, nituite sau de fontă, pentru apă sau gaze umede	0,85
Conducte vechi, puternic corodate	1,5-3
Valoare medie pentru conducte de transport	0,5-1
Valoare medie pentru conducte de apă	0,4-1,5
Conducte noi, nituite sau de fontă, pentru apă sau gaze umede	0,5
Conducte de apă cu grad mare de rugină şi pentru gaz de cocs ruginite	1-3
Conducte noi sudate sau trase din oţel bine montate, tehnic netede, destinate pentru abur, supuse coroziunii.	0,15-0,1
Conducte noi de fontă noi	0,1-0,4
Conducte de fontă întrebuinţate (ruginite)	1-1,5
Conducte de fontă întrebuinţate uşor până la un grad mare de ruginire	1,5-3

Se poate aprecia că practic toate conductele instalaţiilor de transport pneumatic devin netede hidraulic după o perioadă de funcţionare, dacă la montare nu au avut asperităţi prea pronunţate. Procesul de şlefuire a conductei poate dura mai mult sau mai puţin, după felul materialului care se transportă. De acest lucru trebuie să se ţină seama la punerea în funcţiune a instalaţiilor de transport pneumatic.

Dacă conducta se alege cu lungime egală cu 1m, atunci se obţine rezistenţa specifică datorită frecarii R_f:

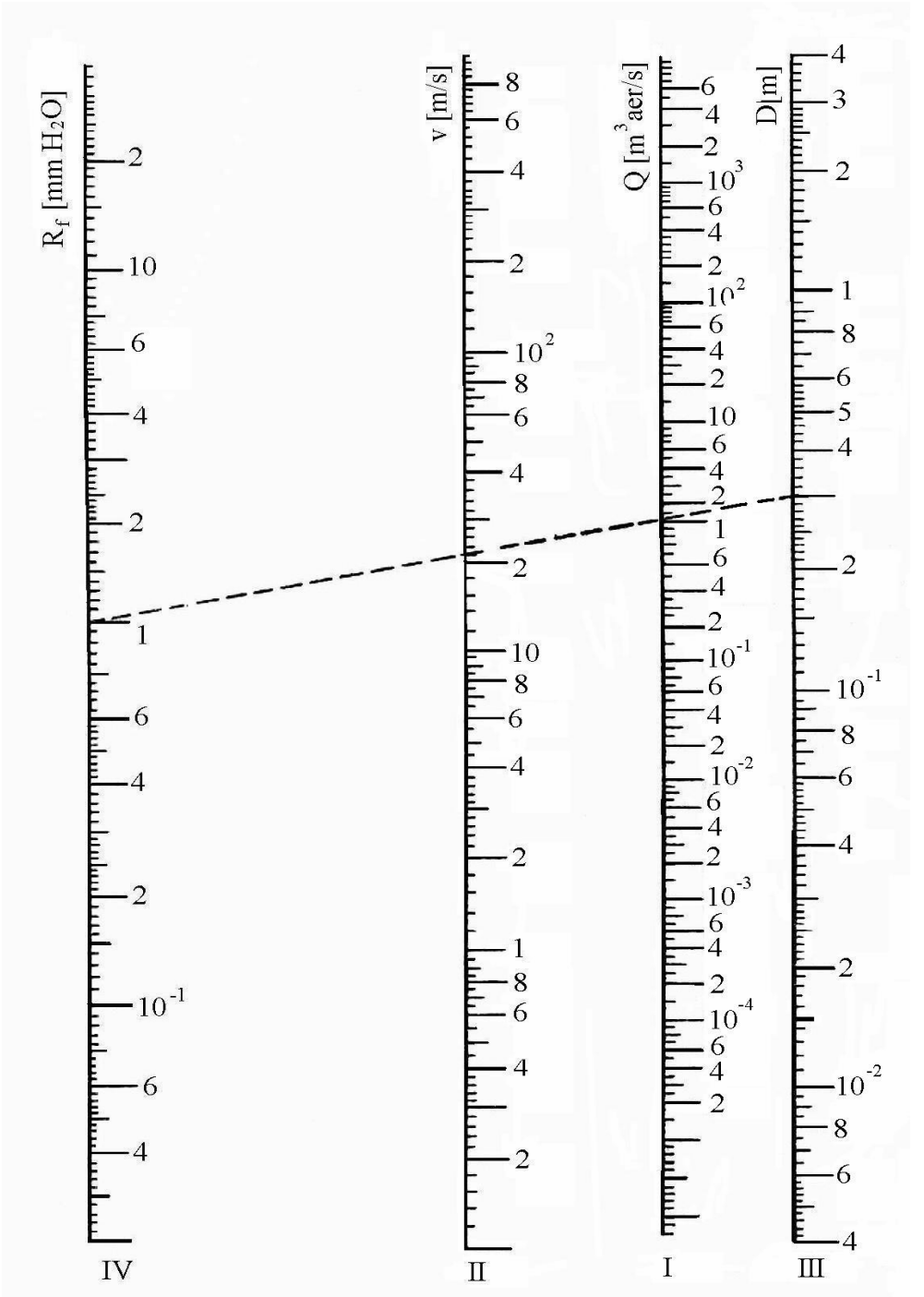
$$R_f = \frac{\mu_a}{D_c} \cdot \frac{\gamma_a \cdot v_a^2}{2g} \quad [\mathrm{N/m^2}] \tag{2.112}$$

iar relaţia (2.112), devine:

$$p_f = R_f \cdot l \quad [\mathrm{N/m^2}] \tag{2.113}$$

În practica curentă, pentru determinarea pierderilor de presiune liniare, la presiune egală sau apropiată de cea atmosferică şi la temperatura mediului de 20°C, se poate folosi relaţia (2.113). Valoarea rezistenţei specifice datorită frecării se poate

determina din tabele sau nomograme. O nomogramă comodă pentru acest lucru este cea prezentată în figura 2.5. Utilizarea ei este foarte simplă dacă se cunoaşte diametrul conductei şi debitul de aer.



2.6.3 Căderi de presiune în conducte lungi

În cazul conductelor scurte s-a admis, fără a se face o eroare prea mare, că greutatea specifică a aerului rămâne constantă pe întreaga lungime a conductei şi dacă secţiunea conductei nu variază, viteza aerului rămâne constantă.

În cazul conductelor lungi, diferenţele de presiune ajung la valori de acelaşi ordin de mărime cu presiunea iniţială, greutatea specifică a aerului se schimbă mult şi trebuie să se ţină seama de acest lucru în calcule:

$$\gamma_a(p) = \frac{p}{p_o} \cdot \frac{T}{t[^oK]} \cdot \gamma_a(0^o) = \frac{p}{10300} \cdot \frac{273}{273 + t^oC} \cdot 12{,}93 \quad [\mathrm{N/m^3}] \tag{2.114}$$

Se admite conducta dreaptă cu lungimea *l*, din figura 2.6:

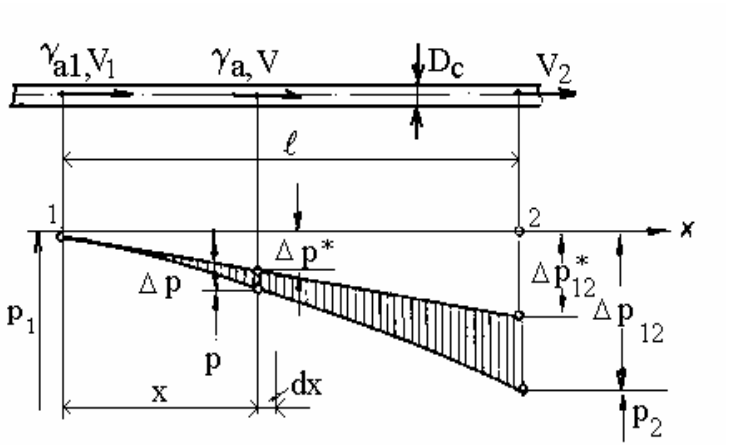


Fig.2.6 Pierderea de presiune de-alungul unei conducte drepte

Căderea de presiune în elementul d*x*, aflat la distanţa *x* este:

$$-dp = \gamma_a \cdot \frac{\mu_a}{D_c} \cdot \frac{v_a^2}{2g} dx \tag{2.115}$$

unde*:* v_a – viteza curentului de aer cu greutatea specifică γ_a, la distanţa *x*.

Presupunând că aerul se deplasează având o destindere izotermă, viteza curentului de aer în conducta cu secţiune constantă este proporţională cu volumul aerului. Se poate scrie:

$$p \cdot v = p_1 \cdot v_1 \tag{2.116}$$

$$\frac{\gamma_a}{p} = \frac{\gamma_{a1}}{p_1} \tag{2.117}$$

Variabilele v şi γ_a se pot exprima în funcție de p_1, v_1 şi γ_{a1}, iar aceasta din urmă atâta vreme cât secțiunea rămâne constantă se poate determina în funcție de p.

Se observă că μ_a rămâne invariabil, deoarece numărătorul şi numitorul numărului lui Reynolds îşi păstrează proporționalitatea în procesul de destindere.

După substituiri, rearanjări şi integrare în limitele de la p_1 la p, respectiv de la 0 la x, ecuația diferențială devine:

$$\frac{p_1^2 - p^2}{2} = p_1 \cdot \gamma_{a1} \cdot \frac{\mu_a}{D_c} \cdot \frac{v_1^2}{2g} \cdot x \qquad (2.118)$$

Această formă este greu de aplicat, încât s-a căutat simplificarea ei prin diferite metode.

Una din metode propune să se treacă direct la valoarea $\Delta p = p_1 - p$. Căderea de presiune se presupune că se face în condițiile $\gamma_a = \gamma_{a1}$ şi $v = v_1$ şi se poate determina căderea relativă aparentă de presiune Δp^*, cu relația:

$$\Delta p^* = \gamma_a \cdot \frac{\mu_a}{D_c} \cdot \frac{v_1^2}{2g} \cdot x \quad [\text{daN/m}^2] \qquad (2.119)$$

Folosind relațiile (2.118) şi (2.119) se obține:

$$p_1^2 - p^2 = 2 p_1 \cdot \Delta p^* \qquad (2.120)$$

Dacă se înlocuieşte valoarea lui p^2 cu cea dată de relația:

$$p^2 = (p_1 - \Delta p)^2 \qquad (2.121)$$

atunci relația (2.120) devine:

$$(p_1 - \Delta p)^2 = p_1^2 - 2 p_1 \cdot \Delta p^* \qquad (2.122)$$

Rezolvarea ecuației conduce la:

$$\Delta p = p_1 - \sqrt{p_1^2 - 2 p_1 \cdot \Delta p^*} \qquad (2.123)$$

Împărțind ambii membri cu p_1, se obține:

$$1 - \frac{\Delta p}{p_1} = \sqrt{1 - 2\frac{\Delta p^*}{p_1}} \qquad (2.124)$$

Se introduce noțiunea de cădere de presiune reală relativă $\frac{\Delta p}{p_1}$ şi cădere de presiune presiune aparentă relativă $\frac{\Delta p^*}{p_1}$.

În figura 2.7 se reprezintă grafic variația căderii de presiune reală relativă în funcție de căderea de presiune aparentă relativă, în ipotezele admise ($\gamma_a = \gamma_{a1}$ şi $v = v_1$). Curba respectivă se poate folosi la determinarea grafică a căderii de presiune. Se observă că în ipotezele amintite pentru $\Delta p/p_1$=0,5, valoarea căderii de presiune reală relativă $\Delta p^*/p_1$=1. Calculele efectuate neglijează căderea de presiune datorită

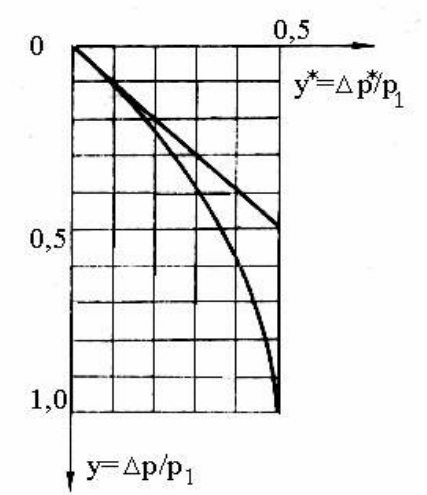


Fig. 2.7 Reprezentarea grafică a valorilor pierderilor relative de presiune

accelerării curentului de aer, care pentru majoritatea cazurilor s-a dovedit a fi practic neglijabilă.

În calculele practice, pentru o conductă cu diametrul D_c şi lungimea l, în care circulă aer cu viteza v_1, greutatea specifică γ_{a1} şi presiunea p_1, se calculează căderea de presiune aparentă Δp^* cu relaţia:

$$\Delta p_f{}^* = \frac{\mu_a \cdot l}{D_c} \cdot \frac{v_1^2}{2g} \cdot \gamma_{a1} \qquad (2.125)$$

unde: μ_a este mărime cunoscută.

Se determină apoi căderea de presiune relativă aparentă $\Delta p^*/p_1$ şi apoi căderea de presiune reală relativă, cu relaţia:

$$\frac{\Delta p}{p_1} = 1 - \sqrt{1 - \frac{\Delta p_f{}^*}{p_1}} \qquad (2.126)$$

din care rezultă căderea de presiune reală Δp_f.

2.6.4 Căderi de presiune în cazul rezistenţelor locale

Rezistenţele locale în conductele drepte pot produce sau nu devierea vânei de fluid. La rezistenţele locale care produc devierea vânei de fluid (curbe, ramificaţii, robinete etc.), valoarea coeficientului de rezistenţa locală nu se poate determina decât pe cale experimentală. Pentru rezistenţele locale la care curgerea nu-şi schimbă direcţia, au fost stabilite relaţii care au o justificare fizică. Fenomenele de curgere şi, în consecinţă, pierderile de energie depind, în primul rând, de felul în care se modifică secţiunea conductei pe direcţia de curgere, dacă ea creşte sau scade şi de asemenea de felul în care se produce această modificare de secţiune, dacă ea se produce brusc sau treptat.

Rezistenţe locale cu devierea vânei de fluid. În cazul pierderilor locale de presiune, trebuie să se diferenţieze pierderile datorită frecărilor de pierderile datorită turbioanelor. Astfel la o curbă (fig.2.8) în zonele I şi II se produc desprinderi, care dau pierderi de presiune, deci reprezintă rezistenţe locale. Deasemenea în curbe (fig.2.9) se produc turbioane, care determină şi ele un consum suplimentar de energie, deci pierderi de presiune.

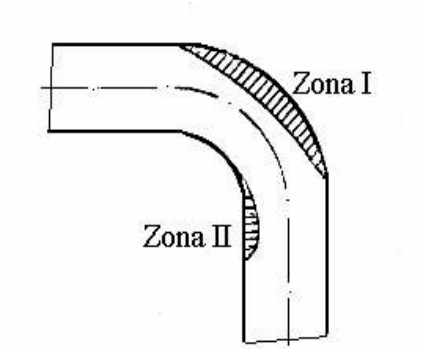


Fig. 2.8 Zone de desprinderi în curbe

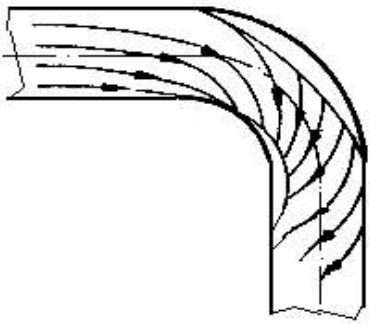


Fig. 2.9 Mişcare turbionară în curbe

La o curbă considerată independentă de restul traseului se calculează separat pierderile de presiune datorită frecării, ca pierderi liniare pentru lungimea desfăşurată a curbei,folosind relaţia (2.100) şi separat pierderile de presiune datorită desprinderilor şi turbioanelor, folosind relaţia (2.101).

Valoarea coeficientului de rezistenţă locală ξ se poate lua după Hütte din tabelul 2.13, determinat pentru *Re*=225000 şi o conductă netedă. Pentru conductele rugoase valoarea din tabel se înmulţeşte cu $(\delta\, v)^{0,25}$.

Pentru cazul cotului simplu (fig. 2.10) şi cotul dublu (fig.2.11 a şi b), valorile respective pentru coeficientul ξ se iau din tabelul 2.14, respectiv tabelul 2.15 şi tabelul 2.16.

Tabelul 2.13 Coeficientul ξ pentru coturi în funcţie de r/D_c şi α

R/D_c / α [grade]	1	2	4	6	10
15	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
22,5	0,045	0,045	0,045	0,045	0,045
45	0,14	0,09	0,08	0,075	0,07
60	0,19	0,12	0,10	0,09	0,07
90	0,21	0,14	0,11	0,09	0,11

Observaţie: R- raza de racordare a curbei, D_c – diametrul conductei şi α – unghiul care delimitează curba.

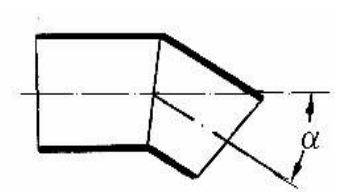
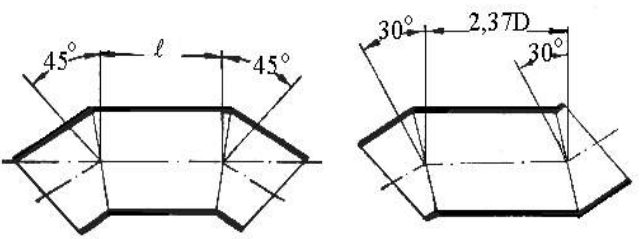


Fig. 2.10 Cot simplu de conductă



a) b)

Fig. 2.11 Coturi duble de conductă

Tabelul 2.14 Coeficientul ξ pentru coturi simple

α [grade]	22,5	30	45	60	90
ξ	0,07	0,11	0,24	0,47	1,13

Tabelul 2.15 Coeficientul ξ pentru coturi duble (fig.2.11a)

l/D_c	0,71	0,943	1,174	1,42	1,86	2,56	6,28
ξ	0,51	0,51	0,33	0,28	0,29	0,36	0,4

Tabelul 2.16 Coeficientul ξ pentru coturi duble (fig.2.11b)

l/D_c	1,23	1,67	2,37	3,77
ξ	0,16	0,16	0,14	0,16

Datele din aceste tabele sunt recomandate pentru conducte "netede hidraulic" după Hütte, iar pentru cazul conductelor rugoase aceste valori se înmulțesc cu $(\delta\ v)^{0,25}$, la fel ca şi în cazul curbelor.

Pentru cazul curbelor cu secțiune circulară, compuse din doi, trei sau patru segmenți, valoarea lui ξ se poate determina cu ajutorul nomogramei din figura 2.12.

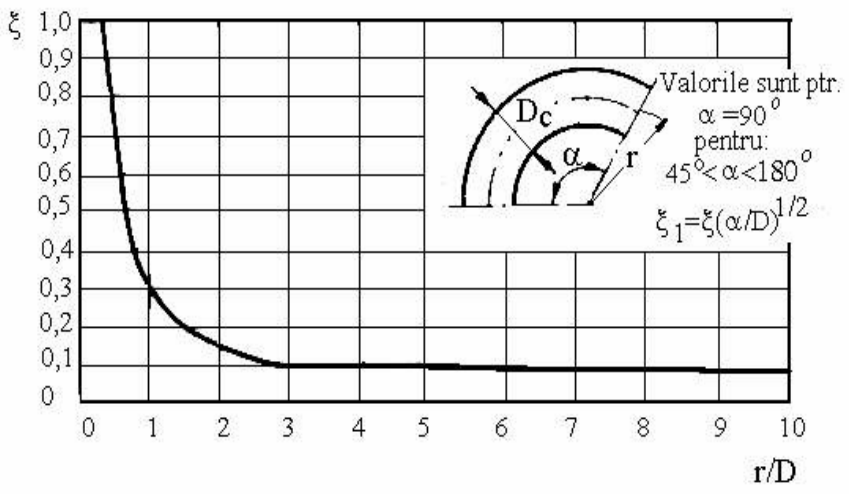


Fig. 2.12 Nomogramă pentru determinarea coeficientului ξ pentru curbele cu secțiune circulară compuse din segmenți

Pentru conductele cu ramificații, valorile coeficientului de rezistență locală ξ sunt prezentate în tabelul 2.17, pentru variantele prezentate în figura 2.13.

De asemenea în tabelul 2.18 sunt prezentate valori ale coeficientului de rezistență locală ξ pentru curbe la 90^o, precum şi pentru unghiuri de cuprindere diferite de 90^o şi diferite raze de curbură R, prelucrate prin procedee tehnologice diferite şi cu calități diferite ale suprafeței.

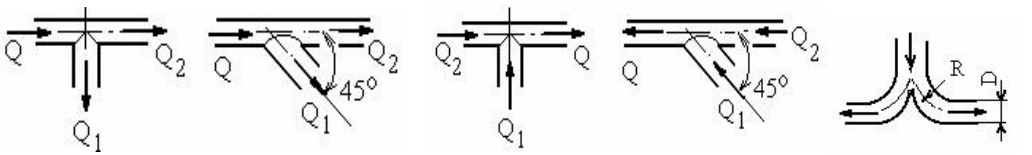


Fig. 2.13 Variante constructive ale ramificațiilor: a, b-cu separare; c, d-cu împreunare

Tabelul 2.17 Coeficientul ξ pentru ramificații

$\frac{Q_1}{Q_2}$	Figura 2.13 a		Figura 2.13 b		Figura 2.13 c		Figura 2.13 d		Figura 2.13 e	
	ξ_1	ξ_2	ξ_1	ξ_2	ξ_1	ξ_2	ξ_1	ξ_2	R/D	ξ
0	0,95	0,04	0,9	0,04	1,2	0,04	0,92	0,04	0,5	1,1
0,2	0,88	0,08	0,68	0,06	0,4	0,17	0,38	0,17	1,00	0,4
0,4	0,89	0,05	0,50	0,04	0,08	0,30	0,00	0,19	1,50	0,25
0,6	0,95	0,07	0,38	0,07	0,47	0,41	0,22	0,09	2,00	0,2
0,8	1,1	0,21	0,35	0,20	0,72	0,51	0,37	0,17		
1,0	1,28	0,35	0,48	0,33	0,91	0,60	0,37	0,54		

Tabelul 2.18 Coeficientul ξ pentru coturi la 90^o

R	Neted	Cutat	Ondulat	Segment sudat	Turnat
D_c+100	-	-	-	-	1,3-2,2
D_c	0,51	-	-	0,3	-
2 D_c	0,30	1,00	1,6	0,24	-
3 D_c	0,27	0,70	1,4	-	-
4 D_c	0,23	0,40	0,8	-	-
5 D_c	0,21	0,30	0,6	-	-
6 D_c	0,18	-	-	-	-
10 D_c	0,20	-	-	-	-
Curbe	60^o	ξ =80%	din valorile precedente		
	45^o	ξ =65%			
	30^o	ξ =45%			
	15^o	ξ =20%			

Rezistențe locale fără devierea vânei de fluid. In cazul modificării secțiunii, diferența între presiunile statice înainte şi după schimbarea de secțiune depinde de pierderea de presiune şi de diferența dintre viteze. Problema raportării lui ξ la diametrul conductei din amontele sau avalul rezistenței locale, trebuie rezolvată pentru fiecare caz în parte. La trecerea fluidului dintr-o conductă cu secțiune mai mare într-o conductă cu secțiune mai mică, se produce o contracție, a cărei valoare depinde nu numai de felul cum sunt rotunjite muchiile, ci şi de raportul secțiunilor de curgere.

In continuare se dau valori ale lui ξ pentru cazurile tipice întâlnite în practică.

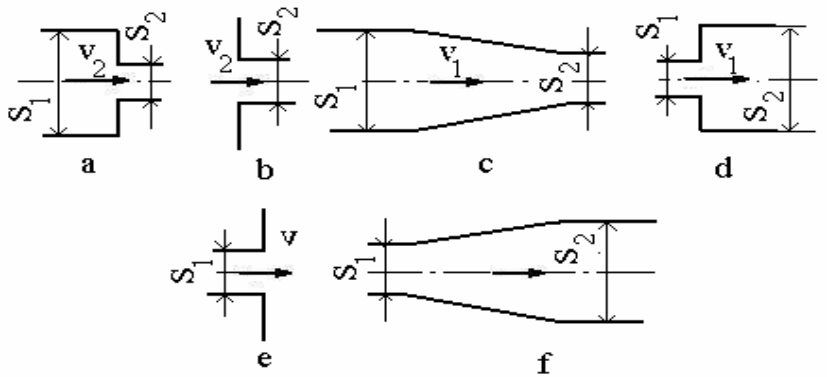


Fig. 2.14 Variante ale reducerilor de secțiune: a-reducerea bruscă a secțiunii de curgere; b-curgerea dintr-o cameră (rezervor) într-o conductă; c-reducerea progresivă a secțiunii de curgere; d-creşterea bruscă a secțiunii de curgere; e-curgerea dintr-o conductă într-un rezervor; f-cresterea progresivă a sectiunii de curgere

a – La trecerea bruscă de la o conductă cu diametru mai mare la alta cu diametru mai mic (fig. 2.14 a), căderea de presiune se va calcula cu relația:

$$\Delta p_{RL} = \xi \frac{v_2^2}{2g} \cdot \gamma_a \qquad (2.127)$$

iar coeficientul ξ se adoptă din tabelul 2.19, în funcție de raportul secțiunilor.

Tabelul 2.19 Valorile ξ la trecerea bruscă de la o conductă cu diametru mare la alta cu diametru mic

S_2/S_1	0-0,2	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Muchii ascuțite	0,35	0,29	0,22	0,17	0,1	0,05	0,01	0
Muchii uşor răsfrânte	0,11	0,09	0,07	0,05	0,03	0,02	0	0
Muchii uşor rotunjite	0,01	0,01	0,01	0,01	0	0	0	0
Muchii bine rotunjite	0	0	0	0	0	0	0	0

b – In cazul curgerii dintr-o cameră (rezervor) într-o conductă (fig. 2.14 b), când $S_1 \to \infty$, deoarece $S_2/S_1 \to 0$ se pot folosi pentru ξ cifrele din prima coloană a tabelului 2.19, iar căderea de presiune se calculează cu relația (2.127). Rotunjirea marginilor este foarte importantă în reducerea pierderii de presiune.

c – La trecerea progresivă dintr-o conductă largă în una îngustă (fig.2.14 c), deoarece în acest caz viteza creşte în mod continuu, se poate considera cu suficientă precizie $\Delta p_{RL} = 0$.

d – Trecerea bruscă dintr-o conductă îngustă în una largă (fig.2.14 d) este un caz specific pentru pierderea de şoc, astfel încât se poate scrie:

$$\Delta p_{RL} = \xi \cdot \frac{v_1^2}{2g} \cdot \gamma \qquad (2.128)$$

Valorile lui ξ se adoptă din tabelul 2.20, în funcție de raportul secțiunilor.

Tabelul 2.20 Valorile lui ξ, pentru varianta din figura 2.14 d

S_1/S_2	0,00	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00
ξ	1,00	0,64	0,36	0,16	0,04	0,00

e - In cazul curgerii dintr-o conductă într-o cameră (fig. 2.14 e), $S_2 \rightarrow \infty$ şi deci ξ =1.

f – La trecerea progresivă de la o conductă îngustă la una largă (fig.2.14 f), când unghiul de lărgire nu depăşeşte 8°, nu se poate produce o dezlipire a curentului de peretele conductei şi în consecință, nu se vor forma turbioane.Pierderea de presiune se calculează cu relația (2.128), iar coeficientul ξ se adoptă din tabelul 2.21.

Tabelul 2.21 Valorile lui ξ, pentru varianta din figura 2.14 f

S_1/S_2	0,00	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00
ξ	0,15	0,144	0,126	0,096	0,054	0,00

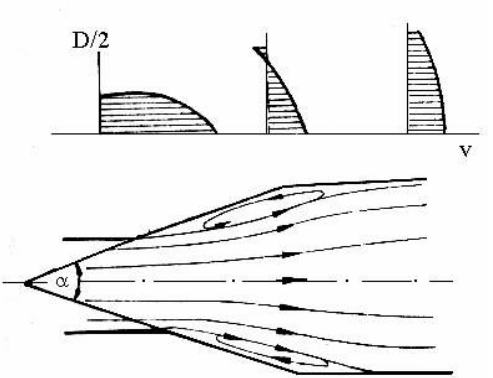


Fig. 2.15 Zone de vârtejuri şi repartiția vitezelor de-alungul difuzorului

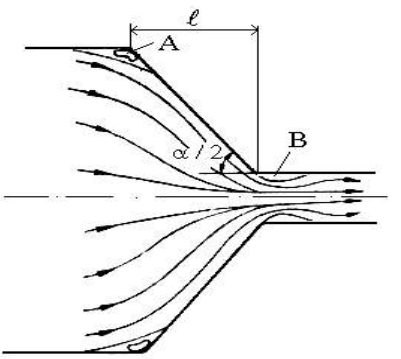


Fig. 2.16 Zona de vârtejuri în confuzor este B

Dacă secțiunea creşte în sensul curentului de aer atunci se obține un difuzor. În acest caz secțiunea curentului de aer creşte şi ea (fig.2.15).

Dacă unghiul central α al difuzorului depăşeşte anumite limite, atunci datorită gradientului longitudinal de presiune, se produce o desprindere a curentului de aer de pereții difuzorului şi în zonele respective se produc regiuni de vârtejuri. În aceeaşi figură se poate vedea şi repartiția vitezelor în anumite secțiuni ale unui difuzor.

Determinarea coeficientului de rezistență locală ξ se poate obține cu ajutorul nomogramei din figura 2.17; pentru difuzoarele cu secțiune circulară se foloseşte curba I, pentru cele cu secțiune patrată, curba II.

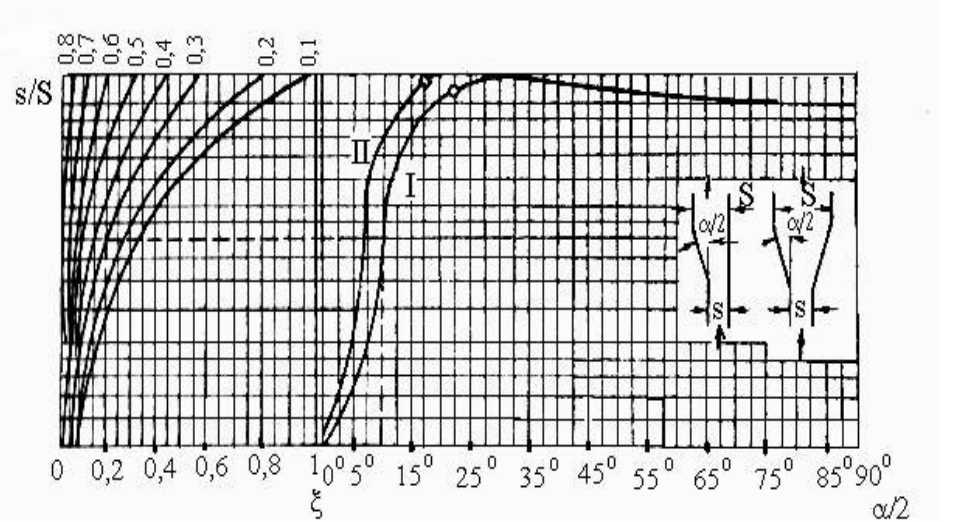


Fig. 2.17 Nomogramă pentru determinarea coeficientului ξ pentru difuzoare

La aplicarea relației (2.100), viteza *v* este cea din secțiunea de intrare. Mărirea bruscă a secțiunii, $\alpha = 180^0$ se consideră ca un caz particular de difuzor.

Pentru determinarea separată a pierderilor de presiune datorită frecărilor, se ia media între cazul în care pe toată lungimea difuzorului ar fi secțiunea de ieşire *S.*

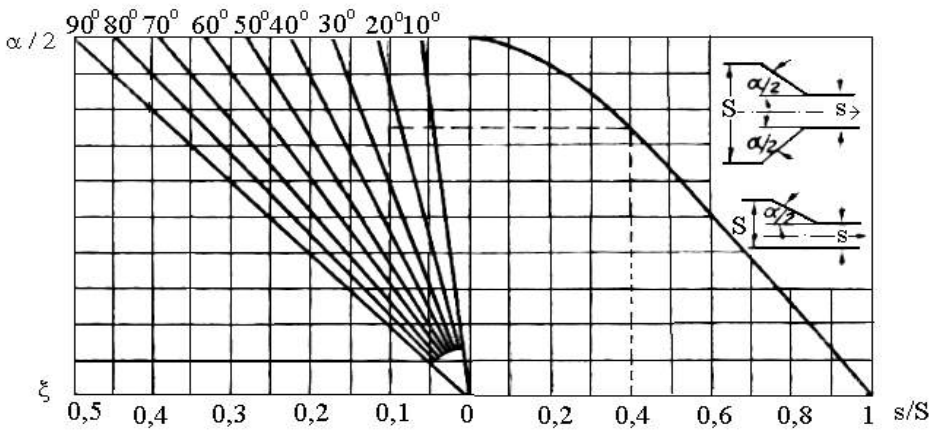


Fig. 2.18 Nomogramă pentru determinarea coeficientului ξ pentru confuzoare

În cazul confuzorului (fig.2.16) vârtejurile se formează în zona B. Pierderile de presiune în zona A sunt în general neglijabile, iar cele din B scad cu micşorarea

unghiului α. Pentru cazul în care unghiul α este redus, predomină pierderile de presiune datorită frecării.

Determinarea coeficientului ξ pentru calculul pierderilor de presiune locale în confuzor se poate face cu ajutorul nomogramei din fig.2.18. La aplicarea relației (2.100) viteza v, se consideră cea din secțiunea mică s. Strangularea bruscă $\alpha = 180^o$, se consideră ca un caz particular de confuzor.

2.6.5 Căderea de presiune în conducte în cazul amestecului aer - material

Prima lucrare teoretică şi experimentală care tratează căderea de presiune în conductele de transport pneumatic, este considerată a fi cea a lui J. Gasterstädt (1929), care a dat relația de bază:

$$\Delta p = p_a\left(1 + K_1 \cdot \chi_G\right) \qquad (2.129)$$

unde: Δp –diferența de presiune în conductă [N/m^2];

p_a – căderea de presiune datorită circulației aerului curat [N/m^2];

K_1 – coeficient experimental;

χ_G –coeficient de dozaj gravimetric

Această relație se deduce şi din ecuația teoretică generală a căderii de presiune în conductă.

Determinarea ecuației generale a căderii de presiune

Pentru un element de conductă verticală Δl, se poate scrie ecuația forțelor exterioare şi a cantității de mişcare:

$$S_o \cdot \Delta p - \left(\tau_o + \tau\right)\pi \cdot D_c \cdot \Delta l - \frac{Q_a}{v_a} \cdot \Delta l - \frac{Q_m}{v_m} \cdot \Delta l = \frac{Q_a}{g} \cdot \Delta v_a + \frac{Q_m}{g} \cdot \Delta v_m \qquad (2.130)$$

unde : $\Delta p = p_1 - p_2$ - diferența de presiune [N /m^2] (fig.2.6);

$S_o == \dfrac{\pi \cdot D_c^2}{4}$ - secțiunea conductei [m^2];

τ_o - efortul unitar tangențial în curentul de aer [N/m^2];

τ - efortul unitar tangențial în masa materialului [N/m^2];

Q_a - debitul de aer [N/s];

. Q_m - debitul de material [N/s];

v_a - viteza medie a aerului [m/s] ;

v_m- viteza medie a materialului [m/s].

Primul termen din partea stângă a ecuației reprezintă forța care determină diferența de presiune a aerului în secțiunile extreme ale porțiunii de conductă ; cel de al doilea termen reprezintă forțele tangențiale de frecare, iar al treilea şi al patrulea termen - forțele datorate greutății aerului şi materialului. Suma acestor forțe este egală cu variația cantității de mişcare, reprezentată în partea dreaptă a ecuației.

Se extinde această ecuație la conducta de lungime *L*, împărțind, în prealabil, ambele părți ale ecuației cu S_o.

$$p_1 - p_2 = (\tau_o + \tau)\frac{4L}{D_c} + \frac{Q_a \cdot L}{S_o \cdot v_a} + \frac{Q_m \cdot L}{S_o \cdot v_m} + \frac{Q_m(v_{m2} - v_{m1})}{S_o \cdot g} + \frac{Q_a(v_{a2} - v_{a1})}{S_o \cdot g} \qquad (2.131)$$

unde: v_{a1} şi v_{a2} - vitezele aerului în secțiunea inițială şi finală a conductei, în [m/s];

v_{m1} şi v_{m2} - vitezele materialului în secțiunea inițială şi finală a conductei, [m/s].

Variația cantității de mişcare a aerului, reprezentată prin ultimul termen al ecuației (2.131), poate fi scrisă sub forma:

$$\frac{Q_a}{S_o \cdot g}(v_{a2} - v_{a1}) = \frac{Q_a(v_{a2}^2 - v_{a1}^2)}{2g \cdot S_o\left(\frac{v_{a2} + v_{a1}}{2}\right)} \qquad (2.132)$$

unde:

$$\frac{v_{a2} + v_{a1}}{2} = v_a$$

Secțiunea *S* de trecere a aerului în fluxul de amestec va fi mai mică decât secțiunea liberă a conductei S_o cu secțiunea *s* ocupată de particule. Se poate scrie:

$$S = S_o \cdot \varphi \qquad (2.133)$$

unde: φ – coeficient de strangulare, care se exprimă prin relația:

$$\varphi = 1 - \frac{c_{vm}}{\gamma_m} \qquad (2.134)$$

unde: c_{vm} – se calculeaza cu relația (2.135)

γ_m – greutatea specifică a materialului [N/m^3]

$$c_{vm} = \frac{Q_m}{S_o \cdot v_m} \qquad (2.135)$$

unde: Q_m – cantitatea de material [N/s] care trece prin secțiunea *s* ocupată de particule,

S_o – secțiunea conductei [m^2],

v_m –viteza materialului [m/s].

Secțiunea *s*, ocupată de particule poate fi exprimată:

$$s = \frac{S_o \cdot c_{vm}}{\gamma_m} \tag{2.136}$$

Consumul de aer în unitatea de timp se poate exprima prin relația:

$$Q_a = S \cdot \gamma_a \left(\frac{v_{a2} + v_{a1}}{2} \right) \tag{2.137}$$

Introducând valoarea lui Q_a în relația (2.132), şi avînd în vedere relația (2.133), se obține:

$$\frac{Q_a \cdot (v_{a2} - v_{a1})}{S_o \cdot g} = \frac{\gamma_a \cdot \varphi}{2g} \left(v_{a2}^2 - v_{a1}^2 \right) \tag{2.138}$$

Se va face o transformare asemănătoare pentru variația cantității de mişcare a particulelor solide în stare de suspensie:

$$\frac{Q_m (v_{m2} - v_{m1})}{S_o \cdot g} = \frac{Q_m \left(v_{m2}^2 - v_{m1}^2 \right)}{2S_o \cdot g \cdot v_m} = \frac{c_{vm}}{2g} \left(v_{m2}^2 - v_{m1}^2 \right) \tag{2.139}$$

Termenul al treilea din dreapta semnului egal din relatia (2.131) este:

$$\frac{Q_m \cdot L}{S_o v_m} = c_{vm} \cdot L \tag{2.140}$$

Pierderea de presiune produsă de forțele tangențiale la mişcarea amestecului binar, este dată în primul termen din dreapta semnului egal al ecuației (2.131):

$$\Delta p = \frac{4\tau_0 \cdot L}{D_c} \left(1 + \frac{\tau}{\tau_0} \right) = p \left(1 + \frac{\tau}{\tau_0} \right) \tag{2.141}$$

După cum se ştie, în mişcarea turbulentă forțele tangențiale sunt proporționale cu pătratul derivatei dv_a/dy, sau:

$$\tau_0 = \rho_a \cdot l^2 \cdot \left(\frac{\mathrm{d}v_a}{\mathrm{d}y} \right)^2 = \frac{\gamma_a}{g} \cdot l^2 \left(\frac{\mathrm{d}v_a}{\mathrm{d}y} \right)^2 \tag{2.142}$$

unde*:* l – lungimea conductei de transport;

v_a – viteza aerului.

O relație identică se poate scrie şi pentru forțele tangențiale ale materialului:

$$\tau = \rho_m \cdot l^2 \cdot \left(\frac{\mathrm{d}v_m}{\mathrm{d}y} \right)^2 = \frac{\gamma_m}{g} \cdot l^2 \cdot \left(\frac{\mathrm{d}v_m}{\mathrm{d}y} \right)^2 \tag{2.143}$$

De aici se obține raportul eforturilor tangențiale:

$$\frac{\tau}{\tau_0} = K_1 \cdot \chi_G \tag{2.144}$$

După transformări, ecuația (2.131) devine:

$$p_1 - p_2 = p_a\left(1 + K_1 \cdot \chi_G\right) + \varphi \cdot \gamma_a \cdot L + c_{vm} \cdot L + \\ + \frac{c_{vm}\left(v_{m2}^2 - v_{m1}^2\right)}{2g} + \varphi \cdot \gamma_a \cdot \frac{v_{a2}^2 - v_{a1}^2}{2g} \tag{2.145}$$

Neglijând termenii care au ca factor γ_a, se poate scrie:

$$p_1 - p_2 = p_a\left(1 + K_1 \cdot \chi_G\right) + c_{vm} \cdot L + \frac{c_{vm}\left(v_{m2}^2 - v_{m1}^2\right)}{2g} \tag{2.146}$$

In stare de regim, pentru o conductă scurtă cînd viteza aerului şi a materialului se pot considera constante, la începutul şi sfîrşitul conductei, ecuația (2.145) se simplifică:

$$p_1 - p_2 = p_a\left(1 + K_1 \cdot \chi_G\right) + \varphi \cdot \gamma_a \cdot L + c_{vm} \cdot L \tag{2.147}$$

unde termenul al doilea din dreapta reprezintă pierderea de presiune necesară pentru a învinge greutatea coloanei de material.

Pentru conducta orizontală, proiecția forțelor de greutate pe axa *x* este nulă şi ecuația (2.147) capătă forma relației (2.129), adică ecuația dată de J.Gasterstädt.

Valoarea coeficientului K_1 a fost determinată experimental pentru un mare număr de cazuri. Totuşi determinarea experimentală a coeficientului K_1 pentru un mare număr de materiale şi diametre diferite de conducte este greoaie. Trebuie să se aibă în vedere că, la determinarea coeficientului K_1 intervine şi materialul din care este făcută conducta, precum şi calitatea suprafeței acesteia (fig.2.19).

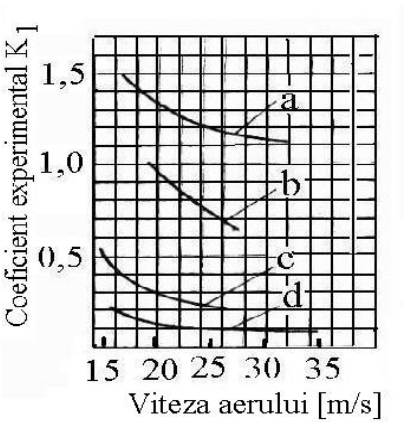


Fig. 2.19 Variația valorilor experimentale ale lui K_1, la transportul grâului, pentru diferite viteze de transport v_a şi diametre de conducte.

a – conductă care are diametrul D_c = 420 mm;
b - conductă care are diametrul D_c = 295 mm;
c - conductă care are diametrul D_c = 113 mm;
d - conductă care are diametrul D_c = 46 mm.

În cazul mişcării staționare, neaccelerate, căderea de presiune se datoreşte frecării gazului de peretele conductei şi rezistențelor datorate mişcării materialului.

In acest caz, se separă căderea de presiune datorită circulației aerului de căderea de presiune datorită circulației materialului, încât căderea de presiune Δp se poate exprima cu relația:

$$\Delta p = p_a + p_s \tag{2.148}$$

unde: p_a – căderea de presiune datorită circulației aerului,

p_s – căderea suplimentară de presiune datorită circulației materialului.

$$p_a = \mu_a \frac{L}{D_c} \cdot \frac{\gamma_a \cdot v_a^2}{2g}$$

$$p_s = \mu_m \cdot \frac{L}{D_c} \cdot \frac{\gamma_a \cdot v_a^2}{2g} \cdot \chi_G \tag{2.149}$$

unde: μ_a– coeficient de frecare la deplasarea aerului;

μ_m- coeficient de frecare la deplasarea materialului;

χ_G – coeficient de dozaj gravimetric.

Cu ajutorul relațiilor anterioare, se poate scrie:

$$\Delta p = p_a \left(1 + \frac{\mu_m}{\mu_a} \cdot \chi_G \right) \tag{2.150}$$

Comparând această relație cu relația (2.129) se găseşte legătura dintre coeficientul K_1 şi raportul μ_m/μ_a. Mărimea lui μ_m se determină experimental prin mijloace simple de laborator. Datorită condițiilor de determinare a lui μ_m, comparând rezultatele obținute în laborator cu cele practice, a rezultat că K_1' este cu 30% mai redus.

$$K_1 = 1{,}3 \frac{\mu_m}{\mu_a} = 1{,}3 K_1' = \frac{1{,}3}{\mu_a} \left(\frac{v_m}{v_a} \lambda_m^* + \frac{2 \cdot \beta}{F_r} \cdot \frac{v_a}{vm} \right) \tag{2.151}$$

unde: F_r – numărul Froude (relația 2.159); λ_m^* - coeficient de rezistență, tabelul 2.10;

$\beta = \frac{v_p}{v_a}$ (v_p – viteza de plutire a materialului, v_a – viteza aerului).

Valoarea lui K_1 pentru conducta verticală este aproximativ egală cu valoarea lui K_1 pentru conducta orizontală, deşi în unele lucrări publicate se afirmă că valoarea lui K_1 este mai mică pentru conductele verticale. Această eroare se explică prin faptul că la conductele verticale, este necesar un surplus de energie pentru reaccelerarea particulelor rămase în urmă la peretele conductei.

În tabelul 2.22 sunt date câteva valori experimentale ale coeficientului K_1 pentru diverse materiale.

Determinarea experimentală a coeficientului K_1, pentru un mare număr de cazuri, a permis următoarele concluzii:

-pentru domeniul I de funcționare, definit în cap.2, §2.1, coeficientul K_1 este constant, pentru un material şi un diametru de conducte date, fiind independent de viteza aerului sau de concentrația amestecului;

-pentru domeniul II de funcționare, valoarea coeficientului K_1 creşte sensibil cu reducerea vitezei aerului;

-pentru acelaşi material şi aceeaşi viteză a aerului, valoarea coeficientului K_1 creşte cu diametrul conductei;

-valoarea coeficientului K_1 depinde de proprietățile fizice ale materialului transportat, de duritatea materialului din care este făcută conducta, de asperitățile conductei, factori care influențează şi coeficientul de frecare la alunecarea uscată a materialului pe o suprafață;

-valoarea coeficientului K_1 rămâne constantă pentru cele trei domenii de funcționare dacă în relația (2.150) se înlocuieşte concentrația inițială χ_G cu concentrația de regim χ_G* (relația 2.6)

Căderea de presiune în porțiunea de accelerare.

Într-o instalație de transport pneumatic există mai multe porțiuni de accelerare. Prima porțiune de accelerare cuprinde, locul de încărcare a materialului în conductă şi lungimea de conductă dreaptă pe care materialul se accelerează până la o viteză mai mică decât viteza de regim cu 5%. După fiecare curbă, viteza materialului este mai redusă decât viteza de regim şi există iarăşi cîte o porțiune de accelerare.

Căderea de presiune în porțiunea de accelerare se datoreşte unor factori care dau pierderi de presiune ce se calculează separat:

Δp_1 — căderea de presiune datorită dispozitivului de introducere a materialului în conductă ;

Δp_2 — căderea de presiune necesară pentru accelerarea materialului;

Δp_3— căderea de presiune datorită frecării şi ciocnirii materialului de peretele conductei.

Se poate scrie:

$$\Delta p_A = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 \quad \left[\mathrm{N/m^2}\right] \tag{2.152}$$

Tabelul 2.22 Valorile experimentale ale coeficientului K_1

Nr. crt.	Materialul transportat	D_c mm	K_1 pentru v_a = 14-35 m/s							
			14	16	18	20	22	25	30	35
1	Grâu	46	-	0,21	-	0,14	-	0,1	-	0,09
		95	-	-	-	-	0,216	-	-	-
		113	0,60	0,44	-	0,3	-	0,23	-	0,18
		295	-	-	-	1,00	0,85	0,75	-	-
		420	-	1,55	-	1,35	-	1,20	-	1,1
2	Cenuşă d_{med} = 0,142 mm	41	-	0,2	-	-	0,20	-	-	
3	Cenuşă d_{med} = 0,82 mm	30	-	-	-	-	0,88	-	-	
		41	-	1,15	-	-	1,15	-	-	
4	Cenuşă d_{med} = 1 mm	41	-	-	-	1,2	-	-	-	
5	Cenuşă d_{med} = 1,5 mm	41	-	-	-	1,35	-	-	-	
6	Cenuşă d_{med} = 2 mm	41	-	-	-	1,45	-	-	-	
7	Bumbac brut	480	-	-	-	1,50	1,06	-	-	
8	Talaş de lemn	270	1,4	-	-	-	-	-	-	
9	Roca d = 0-80 mm v_p =15-20 m/s; v_m/v_a = 0,6	150	-	-	-	-	-	-	-	0,11[1])
10	Roca d = 0-80 mm v_p =15-20 m/s; v_m/v_a = 0,6	150	-	-	-	-	-	-	-	0,153[2])
11	Nisip d = 0,5-0,75 mm	50	-	-	-	-	-	-	-	1,6[3])
12	Bile desticlă d = 2 mm	50	-	0,52	-	-	-	-	-	-

Observaţie: 1) Valoarea medie a lui K_1 pentru o conductă cu o lungime l =114 m, viteza iniţială a aerului v_1 = 32 m/s şi viteza finală a aerului v_{a2} = 72 m/s;

2) Valoarea medie a lui K_1 pentru o conductă cu o lungime l =100 m, viteza iniţială a aerului v_1 = 33 m/s şi viteza finală a aerului v_{a2} = 61 m/s;

3) Conductă de cupru v_a =52 m/s.

Căderea de presiune datorită dispozitivului de introducere a materialului în conductă se calculează cu ecuația generală a pierderilor locale de presiune:

$$\Delta p_1 = \xi \frac{\gamma_a v_a^2}{2g} \quad [\mathrm{N/m^2}] \tag{2.153}$$

Pentru cazul când materialul se introduce printr-un ştuț perpendicular pe axa conductei, ξ = 0,552 stabilit experimental, se admite că influența materialului se poate neglija, datorită vitezei reduse pe care o are în această zonă.

Căderea de presiune, determinată de accelerarea materialului de la viteza inițială la viteza de regim, se determină cu relația:

$$\Delta p_2 = \frac{Q_m \cdot (v_m - v_{mi})}{g \cdot S} \quad \left[\mathrm{N/m^2}\right] \tag{2.154}$$

unde: Q_m – debitul de material [N/s];

v_m – viteza materialului în stare de regim [m/s];

v_{mi} – viteza inițială [m/s];

S – secțiunea conductei [m^2].

Se observă că, în cazul porțiunii de accelerare care urmează locului de încărcare a materialului în conductă, v_{mi} = 0, iar în cazul porțiunilor de accelerare după curbe, v_{mi} este viteza de ieşire (v_{me}) a materialului din curbă.

Căderea de presiune datorită frecării şi impactului materialului cu peretele conductei se stabileşte cu relația (2.155), determinată pentru starea de regim:

$$\Delta p_3 = p_a \cdot (1 + K_1 \cdot \chi_G) \tag{2.155}$$

unde: p_a - căderea de presiune datorită frecării şi impactului cu peretele conductei a aerului.

Deşi în realitate K_1 este mai mic decît pentru starea de regim, calculele şi experiența arată că nu se face o eroare sensibilă, dacă se calculează pierderile de presiune datorate frecărilor în ipoteza stării de regim. Cu această aproximație, se poate presupune pentru calcul, că pierderile de presiune pentru accelerarea materialului se comportă ca pierderi locale. În practică se calculează numai primii doi termeni ca pierderi locale, iar ultimul se include în calculul porțiunii de conductă dreaptă, relația de calcul fiind:

$$\Delta p_A = \xi \cdot \frac{\gamma_a \cdot v_a^2}{2g} + \frac{Q_m \cdot (v_m - v_{mi})}{g \cdot S} \tag{2.156}$$

Lungimea porțiunii de accelerare se determină cu relația (2.75) pentru porțiunile orizontale de accelerare şi cu relația (2.82) pentru porțiunile verticale de accelerare. Pentru materiale cu d < 0,5 mm, lungimea porțiunii de accelerare este neglijabilă şi se admite egală cu 2 m.

Pierderea de presiune în curbe.

Din cele prezentate anterior (§ 2.6.1) rezultă că în curbe materialul se tărăşte pe peretele asupra căruia acționează forța centrifugă, iar aerul circulă în secțiunea rămasă liberă, contribuind în mică măsură la antrenarea materialului. Această imagine este exagerată, deoarece marterialul se ciocneşte de peretele conductei şi face salturi, în timpul salturilor curentul de aer acționează asupra particulelor. De fapt, este un fenomen asemănător cu cel de pe conducta dreaptă, dacă se admite că, dintr-o cauză oarecare, particulele devin brusc foarte grele şi încep să se târască în partea de jos a conductei. Cauza care face ca particulele să devină foarte grele în curbă este forța centrifugă. Viteza aerului va rămâne constantă, pe când viteza materialului va scade. Prin modificarea vitezei materialului se va modifica valoarea coeficientului de frecare a materialului cu conducta μ_m şi respectiv coeficientul K_1.

Totodată prin scăderea vitezei materialului se va obține o creştere a concentrației amestecului, deoarece viteza aerului rămâne constantă. Cu cele de mai sus, se poate scrie ecuația pierderilor de presiune în curbe.

$$\Delta p_c = p_a^{'} \cdot \left(1 + K_c \cdot \chi_c\right) \qquad (2.157)$$

unde: p'_a - pierderea de presiune în curbă la transportul aerului curat;

K_c - coeficientul de pierderi de presiune, calculat cu relația 2.151, pentru viteza medie a materialului în curbă;

χ_c — concentrația medie a materialului în curbă, calculat cu ajutorul vitezei medii a materialului.

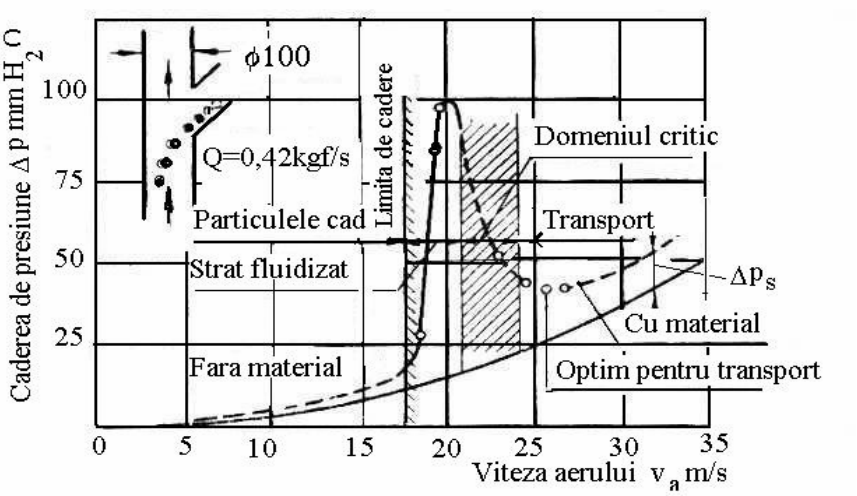


Fig. 2.20 Reprezentarea grafică a căderii de presiune, cu şi fără material, în funcție de viteza aerului

Influența curbelor asupra pierderilor de presiune se manifestă sensibil în porțiunile de accelerare a materialului, după curbe.

Asupra lui K_c şi χ_c se pot face aceleaşi observații ca şi pentru cazul pierderilor de presiune, datorită frecării materialului de peretele conductei în porțiunea de accelerare.

În acest fel mărimea pierderilor de presiune în curbe, datorită prezenței materialului, se calculează admițând K_1 şi χ_G pentru starea de regim în conducta dreaptă. Prin această considerație, nu se face o eroare sensibilă.

Viteza optimă a materialului în conductă.

La o conductă verticală, materialul este antrenat în sus dacă viteza aerului este mai mare decât viteza de plutire a particulelor. Daca viteza este mai mică atunci particulele nu pot fi antrenate de aer şi vin în jos. În figura 2.20 este reprezentată, căderea de presiune cu şi fără material în funcție de viteza aerului, în cazul unei instalații simple prezentată schematic în aceeaşi figură. Conducta verticală experimentală a avut un diametru de 100 mm şi era alimentată cu bile având d = 7,5 mm. Materialul folosit a avut greutatea specifică $\gamma_m = 31400$ N/m^3 şi se alimenta cu un debit de 4,2 N/s. Viteza de plutire a bilelor a fost evaluată la 19,5 m/s.

Domeniul cu viteze reduse corespunde căderii particulelor. La sporirea vitezei aerului peste viteza de plutire, când particulele încep sa fie antrenate în sus, căderea de presiune creşte brusc. Punctul de întoarcere a curbei presiunilor corespunde cu viteza limită a stratului fluidizat. După domeniul stratului fluidizat, urmează un domeniu de trecere, în care căderea de presiune scade, fără a se observa o stare staționară a transportului pneumatic. După acest domeniu de trecere urmează domeniul transportului pneumatic.

Deosebit de important pentru fiecare instalație de transport pneumatic este limita de înfundare, când la o schimbare redusă a concentrației sau la micşorarea vitezei de transport, se produce înfundarea conductei. Instalația de transport trebuie astfel exploatată încât să nu se producă înfundări. Limita de înfundare desparte domeniul critic de trecere, de domeniul transportului pneumatic (fig.2.20). Foarte aproape de limita de înfundare, se găseşte punctul de transport optim, adică punctul de consum minim de energie pentru transportul materialului dat.

La o mărire a vitezei aerului peste punctul optim, consumul de putere, necesar transportului pneumatic, creşte rapid.

Apariția înfundării este arătată în figura 2.21. În cazul transportului normal, particulele se lipesc de perete, la trecerea curbelor, după care se împrăştie uniform

(fig.2.21 a). Dacă viteza este prea scăzută apare o avalanşă (fig.2.21 b), materialul nu mai este împrăştiat în curentul de aer, avalanşa cade înapoi şi se produce înfundarea.

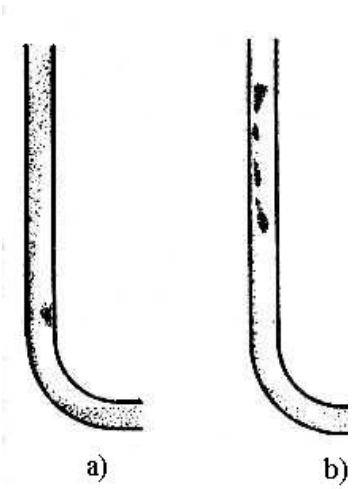


Fig. 2.21 Înfundarea în curbe
a-transport normal;
b-fenomene de înfundare.

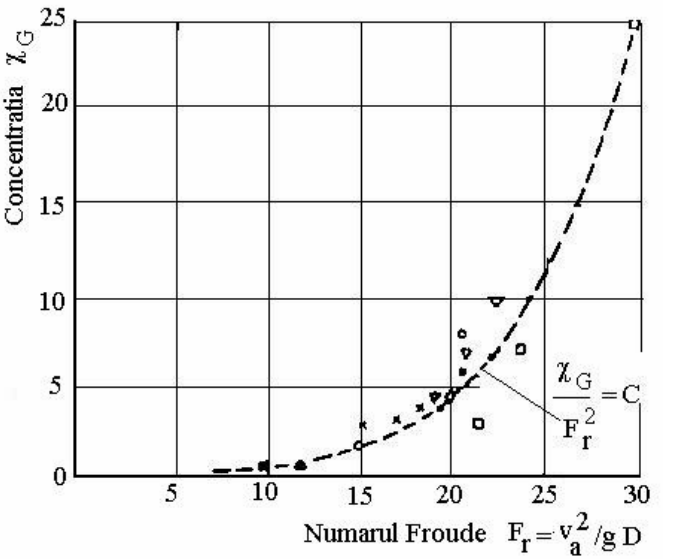


Fig. 2.22 Reprezentarea grafică a limitei de înfundare
în funcţie de concentraţia materialului.

La acest fenomen intervine forţa de inerţie a masei.

Forţele produse de vâscozitate nu au o influenţă sensibilă. În mod analog cu viteza limită superioară a stratului fluidizat, viteza limită de înfundare trebuie sa fie în funcţie de numarul lui Froude şi de concentrţia χ a materialului.

Figura 2.22 reprezintă dependenţa vitezei limită de înfundare de numărul Froude. Împrăştierea punctelor singulare se datoreşte faptului că o determinare exactă a vitezei de înfundare nu este posibilă. Studiile teoretice, efectuate pe baza unor ipoteze, arată că raportul χ_G / F_r^2 trebuie să rămână constant pentru limita de înfundare. Locul punctelor experimentale din figura 2.21 întăreşte justeţea relaţiei:

$$\frac{\chi_G}{F_r^2} = C \qquad (2.158)$$

în care C este o constantă, iar numărul lui Froude este dat de relaţia:

$$F_r = \frac{v_a^2}{g \cdot D_c} \qquad (2.159)$$

În tabelul 2.23 se dau valorile constantei C, din relaţia (2.158), determinate ca urmare a experienţelor efectuate de diferiţi cercetători şi valorile constantei C', determinate la instalaţiile în stare de funcţionare, la care nu se produce înfundarea conductei.

Tabelul 2.23 Valoarea constantelor C şi C'

Nr. crt.	Materialul de transport	$C \cdot 10^5$ Înfundare	$C' \cdot 10^5$ Transport
1	Grâu	3,1	-
2	Grâu	3,1	-
3	Cenuşă	2,0	-
4	Cărbune 0,5 mm	-	3,15
5	PVC 0,05-0,3 mm	-	13
6	Polietilenă 0,05-0,2 mm	-	7,7
7	Cretă farmaceutică	0,04	0,02
8	Ciment	-	13
9	Calcar 0,05-0,3 mm	6,0	3,6
10	Talc 0,05-0,18 mm	-	5,2

2.6.6 Exemple de calcul

1. ***Metodă teoretică.***

Problemele tratate în acest capitol permit să se stabilească o metodă pentru calculul pierderilor de presiune în cazul unui transport de material pe o conductă cu un traseu oarecare. Pentru un material dat, este necesar să se cunoască doi factori experimentali:

- coeficientul λ_m^*, stabilit în laborator (tabelul 2.10)
- coeficientul C sau C', stabilit pe o instalație care lucrează cu același material (tabelul 2.23).

In cazul materialelor care nu apar în tabelul 2.10, valoarea lui λ_z^*, poate fi asimilată pe criteriu de duritate şi abrazivitate asemănătoare.

Pentru materiale pulverulente, la care lungimea porțiunii de accelerare este neglijabilă, interesează în special coeficientul K_1', care se deduce cu ajutorul relației (2.151), cunoscând valorile experimentale pentru K_1, din tabelul 2.22.

Coeficientul C servește la determinarea concentrației admisibile (relația 2.160).

Ca ordine de calcul se pot recomanda următoarele etape:

1. Se stabileşte traseul corespunzător, urmărindu-se ca după zonele curbe să urmeze porțiuni drepte de conductă, suficient de mari pentru accelerarea materialului la viteza de regim.

2. Se alege un diametru de conductă, după care se verifică dacă nu se obțin

viteze de transport prea ridicate pentru debitul de material necesar a fi transportat, sau diferențe de presiune prea ridicate. Pentru orientare se dau datele din tabelul 2.24.

Tabelul 2.24 Alegerea diametrului conductei

D[mm]		60	100	150	200	250	300	400
Q KN/h	χ_G= 0,1-1	-	5	15	25	50	80	100
	χ_G= 1-5	5	30	70	150	300	-	-
	χ_G= 5-15	20	80	150	300	-	-	-
	χ_G =15-30	30	200	300	600	-	-	

În cazul când se utilizează ventilatoare, la obținerea diferenței de presiune, se folosesc sisteme de transport cu concentrații reduse χ_G = 0,05….1. Dacă se urmărește să fie concentrații mai ridicate, trebuie să se folosească compresoare pentru comprimarea aerului.

3. După alegerea provizorie a diametrului conductei, se întocmește un tabel de concentrații admisibile şi debite transportate la diverse viteze ale aerului.

Valoarea concentrației admisibile se calculează cu relația:

$$\chi_G = C\left(\frac{v_a^2}{g \cdot D_c}\right)^2 \qquad (2.160)$$

4. Dacă diametrul ales este convenabil, se calculează lungimea porțiunii de accelerare cu ajutorul relației (2.75), spre a se vedea dacă s-a ales bine lungimea traseului de conducte, suficient de lungi pentru porțiunea de accelerare. Pentru materialele pulverulente, cu d<0,5mm nu se face acest calcul şi se admite că lungimea porțiunii de accelerare este sub 2m.

5. Se determină pierderea de presiune datorită dispozitivului de încărcare şi pentru accelerarea materialului în conductă cu ajutorul relației (2.156). Aceste pierderi se admit ca pierderi locale, fără ca prin aceasta să se influențeze rezultatul final.

6. Se determină pierderea de presiune la transportul aerului curat pe prima porțiune dreaptă cu ajutorul relațiilor (2.125) şi (2.126).

7. Se determină pierderea de presiune la transportul amestecului pe prima porțiune dreaptă cu ajutorul relațiilor (2.149, 2.150). Valoarea coeficientului K_1 din relație se determină din tabelul (2.22)

8. Se determină viteza aerului şi a materialului la intrarea în prima curbă. Dacă este o conductă scurtă, acest calcul nu mai este necesar, deoarece se admite că viteza materialului şi a aerului rămân constante pe porțiunea dreaptă a traseului.

9. Se determină viteza materialului la ieşirea din curbă, care se foloseşte la determinarea pierderilor de presiune pentru accelerarea materialului în porţiunea dreaptă de după curbă.

De asemenea, se determină pierderea de presiune în curbă. Viteza la ieşire din curbă nu trebuie să fie mai mică de 3m/s. Dacă şi în continuare sunt porţiuni drepte şi curbe, operația de calcul se repetă pe porțiuni.

10. Se însumează pierderile parțiale de presiune, atât cele locale cât şi cele liniare, spre a se obține pierderea totală de presiune.

După efectuarea calculelor se poate constata că presiunea necesară este mai mare decât poate să dea utilajul pentru comprimare (ventilator, suflantă etc.), sau este prea mică pentru ca utilajul pentru comprimarea aerului să funcționeze economic. In asemenea cazuri se reface calculul pentru un alt diametru de conductă.

Exemplu de calcul.

Să se calculeze pierderile de presiune la o conductă de transportat grâu de la silozul de depozitare la locul de consum pe un traseu în formă de L, în plan orizontal. Conducta este formată din următoarele porțiuni $L_{1\text{-}2}$ = 14m - porțiune dreaptă; $L_{2\text{-}3}$ = 1,45m - porțiune curbă; $L_{3\text{-}4}$ = 40m, porțiune dreaptă. Productivitatea instalației este de 100 kN/h.

Se alege sistemul de instalație cu depresiune, la care încărcarea materialului în conductă se face prin intermediul unui sorb.

1.*Alegerea diametrului conductei şi a vitezei aerului.*

Diametrul conductei se alege egal cu 100 mm şi se fac verificările necesare. Se întocmeşte un tabel cu concentrațiile admisibile la diferite viteze ale aerului, folosind relația (2.160) :

$$\chi_G = C\left(\frac{v_a^2}{g \cdot D_c}\right)^2$$

Din tabelul 2.23 se adoptă C=1,5·10^{-5}, deci mai puțin decât limita de înfundare. Se calculează Q_a cu relația:

$$Q_a = \gamma_a \cdot A_c \cdot v_a \quad \text{[kN/h]}$$

Se întocmeşte tabelul de date 2.25 şi se alege viteza aerului 30 m/s.

2. *Determinarea vitezei de regim a materialului.*

Se foloseşte relația (2.48), care se rezolvă prin încercări şi se găseşte v_m=20,2 m/s

$$\left(\frac{v_a - v_m}{v_p}\right)^2 - \frac{\lambda_z^*}{2} \cdot \frac{v_m^2}{g \cdot D_c} - \beta = 0$$

Tabelul 2.25 – Tabel de date

$v_{a\ [m/s]}$	26	28	30	32
χ_G admisibil	7,1	9,6	12,6	15,6
Q_a [m^3/h]	730	785	840	900
Q_a [N/h]	8750	9400	10000	10800
Q_m [N/h]	62000	90000	126000	168000

In relația de mai sus s-au folosit: v_p=9,8 m/s (din tabel 2.3) şi λ_z^* =0,0032 (din tabel 2.10)

$$\beta = \frac{v_p}{v_a} = \frac{9,8}{30} = 0,33$$

3. *Determinarea timpului de accelerare şi a lungimii porțiunii de accelerare.*
Determinarea timpului de accelerare se face cu ajutorul relației:

$$t_i = -\frac{1}{\alpha} \ln \frac{1 - \frac{v_m}{v_{m\infty}}}{1 - (1 - 2S_1)\frac{v_m}{v_{m\infty}}} = -\frac{1}{3,1} \ln \frac{1 - 0,95}{1 - (1 - 2 \cdot 0,33) \cdot 0,95} = 0,84 \sec.$$

In relația precedentă s-au folosit:

$$\alpha = v_a \sqrt{\frac{\xi_v \cdot \gamma_a \cdot A_c \cdot \psi}{m \cdot g}} = 30 \sqrt{\frac{0,048 \cdot 1,2 \cdot 0,7 \cdot 10^{-5}}{3,88 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81}} = 3,1$$

$$\xi_v = \frac{\lambda_z^*}{D_c} + \frac{2g}{v_m^2} = \frac{0,0032}{0,1} + \frac{2 \cdot 9,81}{20,2} \cdot 0,33 = 0,0478$$

$$\gamma_a = 12\ N/m^3$$

$$A_c \cdot \psi = 0,7 \cdot 10^{-5} m^2$$

$$m = 3,88 \cdot 10^{-6}\ daN\ s^2/m$$

$$v_m / v_{m\infty} = 0,95$$

$$S_1 = (v_a - v_m)/v_a = (30 - 20,2)/30 = 0,33$$

Determinarea lungimii porțiunii de accelerare se face cu ajutorul relației (2.75)

$$L_i = v_{m\infty}\left[t_i - \frac{2S_1}{\alpha(1-2S_1)}\ln\frac{1-(1-2S_1)e^{-\alpha t_i}}{2S_1}\right] = 20{,}2\left[\begin{matrix}0{,}84-\dfrac{2\cdot 0{,}33}{3{,}1(1-2\cdot 0{,}33)}\\ \ln\dfrac{1-(1-2\cdot 0{,}33)e^{-3{,}1\cdot 0{,}84}}{2\cdot 0{,}33}\end{matrix}\right] = 12{,}1m$$

Se constată că, din porțiunea dreaptă $L_{1\text{-}2}$ circa 80% este afectată pentru accelerarea materialului, deci această porțiune nu poate fi scurtată fără a risca înfundări pe zona curbă.

4. Determinarea pierderilor de presiune datorită sorbului şi accelerării materialului.

Aceste pierderi se calculează cu ajutorul relației (2.156)

$$\Delta p_A = \xi\frac{\gamma_a\cdot v_a^2}{2\cdot g} + \frac{Q_m(v_m - v_{me})}{g\cdot A_c} = 2\frac{12\cdot 30^2}{2\cdot 9{,}81} + \frac{27{,}8(20{,}2-0)}{9{,}81\cdot 0{,}0078} = 8400\,N/m^2$$

în care ξ = 2 pentru sorb, considerându-se în ipoteza extremă, că se face o reducere bruscă la zero, a vitezei aerului şi apoi o accelerare bruscă la viteza v_a.

$$Q = \frac{100\,000}{3600} = 27{,}8[\text{N/s}];\ \gamma_a = 12[\text{N/m}^3];\ v_m = 20{,}2\,[\text{m/s}];\ A_c = 0{,}78\cdot 10^{-2}\quad [\text{m}^2]$$

5. Determinarea pierderilor de presiune pe zona $L_{1\text{-}2}$

In prealabil, se calculează pierderile de presiune la transportul aerului curat pe porțiunea dreaptă 1-2, cu ajutorul relațiilor (2.125), (2.126).

$$\Delta p^* = \gamma_a\frac{\mu_a}{D_c}\cdot\frac{v_a^2}{2g}\cdot L_{1-2} = 12\frac{0{,}023}{0{,}1}\cdot\frac{30^2}{2\cdot 9{,}81}\cdot 14 = 1770\,N/m^2$$

Pentru determinarea coeficientului μ_a, s-a ales rugozitatea absolută δ =0,2mm, conform tabelului 2.12. Rezultă:

$$\frac{1}{K} = \frac{D}{\delta} = \frac{100}{0{,}2} = 500 \qquad \text{şi} \qquad R_e = \frac{v_a\cdot D_c}{\nu} = \frac{30\cdot 0{,}1}{0{,}145\cdot 10^{-4}} = 206\,000$$

Cu ajutorul acestor date şi a nomogramei din figura 2.4, s-a găsit μ_a =0,023.

$$p_a = p_1 - \sqrt{p_1^2 - 2p_1\cdot\Delta p^*} = 100000 - \sqrt{100000^2 - 2\cdot 100000\cdot 1770} = 1810N/m^2$$

Se observă că, pentru cazul de față cu $L_{1\text{-}2}$=14m, se poate considera în calculul pierderilor de presiune, cazul conductei scurte, eroarea fiind sub 2%.

Se calculează pierderea de presiune pe porțiunea cu lungimea L_{1-2}, la transportul amestecului aer-material, cu relația (2.150):

$$\Delta p_{1-2} = p_a\left(1 + K_1\chi_G\right) = 1810\left(1 + 0{,}19 \cdot 10\right) = 5250 N/m^2$$

unde: $K_1 = 1{,}3K_1^{'} = 1{,}3 \cdot 0{,}144 = 0{,}19$

$$K_1^{'} = \frac{1}{\mu_a}\left(\frac{v_m}{v_a} \cdot \lambda_m^* + \frac{2\beta}{F_r} \cdot \frac{v_a}{v_m}\right) = \frac{1}{0{,}023}\left(\frac{20{,}2}{30} \cdot 0{,}0032 + \frac{2 \cdot 0{,}33}{910} \cdot \frac{30}{20{,}2}\right) = 0{,}144$$

$$F_r = \frac{v_a^2}{g \cdot D_c} = \frac{30^2}{9{,}81 \cdot 0{,}1} = 910$$

Valoarea lui χ_G este:

$$\chi_G = \frac{Q_m}{Q_a} = \frac{100\,000}{10\,000} = 10$$

6. Determinarea pierderilor de presiune şi a vitezei materialului în curbă.

In prealabil se determină presiunea materialului la intrarea în curba cu lungimea $L_{2\text{-}3}$

$$p_2 = p_1 - \Delta p_A - \Delta p_{1-2} = 100000 - 8400 - 5250 = 86\,350 N/m^2$$

Greutatea specifică a aerului la intrarea în curbă:

$$\gamma_a = \gamma_{a1}\frac{p_2}{p_1} = 1{,}2\frac{86\,350}{100\,000} = 10{,}4 N/m^3$$

Viteza aerului la intrarea în curbă:

$$v_{a2} = v_{a1} \cdot \frac{p_1}{p_2} = 30 \cdot \frac{100\,000}{86\,350} = 36 m/s$$

Pierderea de presiune în curbă la intrarea aerului curat

$$p_a^{'} = \xi\frac{\gamma_a \cdot v_a^2}{2 \cdot g} + R_f \cdot l = 0{,}11 \cdot \frac{10{,}4 \cdot 36^2}{2 \cdot 9{,}81} + 130 \cdot 1{,}45 = 250 N/m^2$$

unde: $\xi = 0{,}11$ - coeficient adoptat din tabelul 2.13

$l = 1{,}45 m$ - lungimea curbei de 90^o cu R=1m

$R_f = 130 N/m^2$ - pierderea de presiune pentru 1m liniar, calculată pentru conducta dreaptă.

$$R_f = \frac{\mu_a}{D_c} \cdot \frac{\gamma_a \cdot v_a^2}{2 \cdot g} = 130 N/m^2$$

Pierderea de presiune la transportul amestecului aer-material prin curbă, va fi:

$$\Delta p_{1-2} = p_a^{'}\left(1 + K_c \cdot \chi_G\right) = 250\left(1 + 0{,}19 \cdot 10\right) = 730 N/m^2$$

Determinarea vitezei materialului la intrarea în curbă se face cu relația (2.48), care se rezolvă prin încercări:

$$\left(\frac{v_a - v_m}{v_p}\right)^2 - \frac{\lambda_m^*}{2} \cdot \frac{v_m^2}{g \cdot D_c} - \beta = 0$$

$$\left(\frac{35 - 24}{9{,}8}\right)^2 - \frac{0{,}0032}{2} \cdot \frac{24^2}{9{,}81 \cdot 0{,}1} - 0{,}33 = 0$$

deci: $v_m = 24 m/s$

Se calculează viteza materialului la ieşirea din curbă cu ajutorul relației (2.35)

$$v_{me} = v_{mi} \cdot e^{\mu_m \theta} = 24 \cdot e^{-0{,}36 \cdot 1{,}57} = 13{,}7 m/s$$

unde: $\mu_m = 0{,}36$ - coeficient de frecare pentru grâu, determinat experimental pentru alunecarea pe un plan înclinat;

$\theta = 90^o = 1{,}57$ rad.- unghiul curbei.

Se verifică condiția v_{me} >3m/s.

7. Determinarea pierderilor de presiune pentru accelerarea materialului după curba 2-3.

$$\Delta p_2 = \frac{Q_m\left(v_m - v_{me}\right)}{g \cdot A_c} = \frac{27{,}8\left(24 - 13{,}7\right)}{9{,}81 \cdot 0{,}0078} = 3750 N/m^2$$

8.Determinarea pierderilor de presiune pe porțiunea dreaptă 3-4.

In prealabil, se calculează căderea de presiune la transportul aerului curat cu ajutorul relațiilor (2.104), (2.108).

$$\Delta p^* = \gamma_a \cdot \frac{\mu_a}{D_c} \cdot \frac{v_a^2}{2 \cdot g} L_{3-4} = 10{,}4 \cdot \frac{0{,}023}{0{,}1} \cdot \frac{36^2}{2 \cdot 9{,}81} \cdot 40 = 6000 N/m^2$$

$$p_a = p_2 - \sqrt{p_2^2 - 2 p_2 \cdot \Delta p^*} = 86350 - \sqrt{86350^2 - 2 \cdot 86350 \cdot 6000} = 6230 N/m^2$$

Se determină pierderea de presiune la transportul amestecului de aer-material pe porțiunea 3-4.

$$\Delta p_{3-4} = p_a\left(1 + K_1 \cdot \chi_G\right) = 6230\left(1 + 0{,}19 \cdot 10\right) = 18100 N/m^2$$

9. Determinarea pierderilor totale de presiune.

$$\Delta p = \Delta p_A + \Delta p_{1-2} + \Delta p_{2-3} + \Delta p_2 + \Delta p_{3-4} = 8400 + 5250 + 730 + 3750 + 18100 = 36230 N/m^2$$

2. *Metoda practică*

1.Se adoptă din tabelul 2.3 viteza de plutire a materialului sau se calculează cu relația (2.12), dacă se cunosc volumul sau diametrul particulei.

2. Se adoptă viteza aerului necesară transportului, pe baza recomandărilor date de relațiile (2.17, 2.18, 2.19) în funcție de tipul instalației sau se calculează cu relația (2.23) cu respectarea condiției 15 m/s ≤ v_a< 35 m/s.

3. Se adoptă coeficientul de dozaj volumic în limitele celui recomandat:

$$\chi_v = \frac{Q_m}{Q_a} = \frac{1}{250} \div \frac{1}{350} \qquad (2.161)$$

4. Se calculează coeficientul de dozaj gravimetric:

$$\chi_G = \frac{G_m}{G_a} = \frac{V_m}{V_a} \cdot \frac{\gamma_m}{\gamma_a} = \chi_v \cdot \frac{\gamma_m}{\gamma_a} \qquad (2.162)$$

5. Se calculează debitul de aer necesar transportului materialului:

$$Q_a = \frac{Q_m}{\chi_v} \quad [m^3/h] \qquad (2.163)$$

6. Se calculează diametrul conductei:

$$D \geq \sqrt{\frac{4Q_a}{3600 \cdot \pi \cdot v_a}} = \frac{1}{53}\sqrt{\frac{Q_a}{v_a}} \quad [m] \qquad (2.164)$$

unde: Q_m – debitul volumic de material transportat [m^3/h];

Q_a – debitul volumic de aer necesar transportului [m^3/h];

G_m – cantitatea orară de material transportat [N/h];

G_a – cantitatea orară de aer necesar transportului materialului [N/h];

γ_m, γ_a - greutatea specifică a materialului, respectiv a aerului [N/m^3];

v_a – viteza aerului [m/s].

7. Se calculează căderile de presiune, ținând seama de structura traseului , de modul de funcționare al instalației (aspirație sau refulare), după ce traseul a fost împărțit în zone caracteristice:

a – Căderea de presiune statică datorită frecării amestecului aer – material de conductă Δp_{st} :

$$\Delta p_{st} = \frac{\lambda}{D_c} \cdot \frac{\gamma_a \cdot v_a^2}{2g} \cdot L_{ech.} \qquad (2.165)$$

unde: λ - coeficient de rezistență la transportul amestecului aer-material:

$$\lambda = \lambda_0 (1 + \varphi \cdot \chi_G) \tag{2.166}$$

λ_0 - coeficient de rezistență la deplasarea aerului, similar cu coeficientul de frecare pentru aer la trecerea prin conductă (relația 2.111), sau:

$$\lambda = \beta \cdot \chi_G \tag{2.167}$$

unde: φ - coeficient ce depinde de debitul de aer şi diametrul conductei (fig. 2.23);

β - coeficient care se adoptă din figura 2.24, în funcție de mărimea:

$$S = \frac{\chi_G \cdot L_{ech} \cdot v_a^2}{D_c} \quad [\text{m}^2/\text{s}^2]$$

In relațiile anterioare:

γ_a - greutatea specifică a aerului [N/m^3];

v_a – viteza aerului [m/s];

D_c – diametrul conductei [m];

g – accelerația gravitațională [m/s^2];

L_{ech} – lungimea echivalentă a porțiunii drepte de conductă cu diametrul D_c inclusiv a coturilor [m];

χ_G - coeficient de dozaj gravimetric.

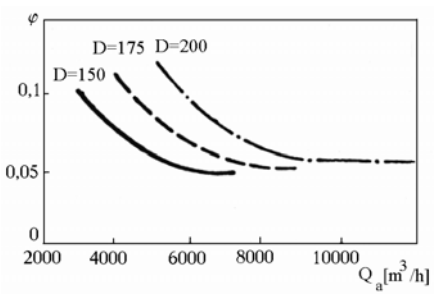


Fig. 2.23 Variația coeficientului φ în funcție de debitul de aer

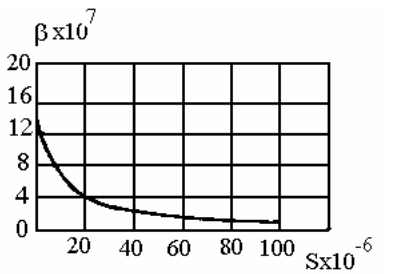


Fig. 2.24 Variația coeficientului β în funcție de parametrul S

b – Căderea de presiune datorită diferenței de nivel Δp_h:

$$\Delta p_h = \gamma_a^{'} \cdot \chi_G \cdot \sum L_v \ [\text{N/m}^2] \tag{2.168}$$

unde: $\gamma_a^{'}$ - greutatea specifică a aerului, $\gamma_a^{'}$=(0,08-0,1) $\cdot 10^2$ N/m^3- pentru instalații sau zone din instalație ce funcționează cu aspirație; $\gamma_a^{'}$=(0,16-0,2) $\cdot 10^2$ N/m^3 pentru instalații sau zone din instalație ce funcționează cu refulare;

- $\sum L_v$ - suma lungimilor tronsoanelor verticale cu acelaşi diametru (în calcule se vor

considera cu valori pozitive lungimile conductelor pe care fluxul este ascendent şi cu valori negative, lungimile de conductă pe care fluxul este descendent);

c- Căderea de presiune dinamică, datorită accelerării amestecului aer-material Δp_d :

$$\Delta p_d = \frac{\gamma_a \cdot v_a^2}{2g}\left(1 + k_d \cdot \chi_G\right) \text{ [N/m}^2\text{]} \qquad (2.169)$$

unde: k_d =0,25…0,29, coeficient ce ține seama de faptul că viteza materialului este mai mică decât a aerului (valorile mai mici se iau pentru materialele pulverulente, cele mai mari pentru materiale granulare sau în bucați).

d – Căderea de presiune datorită rezistențelor locale Δp_{RL} :

$$\Delta p_{RL} = \sum \xi \frac{\gamma_a \cdot v_a^2}{2g} \quad \text{[N/m}^2\text{]} \qquad (2.170)$$

unde: $\sum \xi$ - suma rezistențelor locale, care depind de coturi, modificări de secțiune.

e – Căderea de presiune datorită rezistențelor locale din alimentator; se poate calcula cu relatia (2.153) în funcție de coeficientul de rezistența locală a tipului de alimentator, sau se adoptă în limitele $(0{,}2\ldots0{,}5)\cdot 10^5$ N/m^2.

f - Căderea de presiune datorită rezistențelor în separator Δp_s :

$$\Delta p_s = \left(\xi + 0{,}7 \cdot \chi_G\right) \cdot \frac{\gamma_a \cdot v_a^2}{2g} \text{ [N/m}^2\text{]} \qquad (2.171)$$

unde: ξ - coeficient de pierdere de presiune, ξ = 1,5-2,5 (se adoptă ξ =2);

v_a - viteza aerului în m / s, după cum zona este cu aspirație sau refulare.

g - Căderea de presiune datorită rezistențelor în ciclon Δp_c :

$$\Delta p_c = \xi \frac{\gamma_a \cdot v_a^2}{2g} \quad \text{[N/m}^2\text{]} \qquad (2.172)$$

unde: ξ - coeficient de pierdere de presiune, ξ = 1,5-2,5 (se adoptă ξ =2,5);

h - Căderea de presiune datorită rezistențelor în filtru Δp_f , care se recomandă pe baze experimentale, Δp_f =590-785 N / m^2 (se adoptă Δp_f = 600 N / m^2).

Ținând seama şi de pierderile de presiune neprevăzute, se introduce un coeficient de pierderi k_p =1,1-1,25, astfel încât căderea de presiune reală [N/m^2] devine:

$$\Delta p_{real} = k_p\left(\Delta p_{st} + \Delta p_h + \Delta p_d + \Delta p_{RL} + \Delta p_{a\lim} + \Delta p_s + \Delta p_c + \Delta p_f + 10^5\right) \qquad (2.173)$$

3 Instalații de transport pneumatic cu antrenarea particulelor în curent de aer

3.1 Principii de funcționare şi clasificare

In cazul instalațiilor de transport pneumatic cu antrenarea particulelor în curent de aer, aerul antrenează fiecare particulă separat, chiar dacă mişcarea fiecărei particule este influențată de ciocnirile cu particulele vecine. Ca principiu, propulsarea materialelor cu granulație fină şi mijlocie are loc ca urmare a creerii unei diferențe de presiune între punctele extreme ale conductei (la intarea şi ieşirea din conductă). La destinație, materialul este separat de curentul de aer şi este depozitat într-un recipient, iar aerul se reîntoarce în atmosferă după ce s-a curățat de praf.

Instalația se compune din următoarele echipamente:

- un compresor, respectiv una sau două suflante;
- un alimentator sau o ecluză de alimentare;
- un ciclon separator, din care aerul trece în filtru;
- un sistem de conducte tubulare cu coturile, ramificațiile şi racordurile necesare.

In cazul în care diferența de presiune se obține prin aplicarea unei presiuni mai mari decât presiunea atmosferică, în punctul de intrare al amestecului de aer - material în conductă, sistemul de transport pneumatic este *prin refulare.* In acest caz agregatul de producere a presiunii se află la începutul conductei de transport.

In cazul în care agregatul de presiune este instalat în imediata vecinătate a punctului de destinație şi agregatul aspiră din vracul de material aflat la distanță, transportorul pneumatic este *prin aspirație.*

Instalațiile care pe prima porțiune a conductei lucrează prin aspirație, iar pe restul conductei prin refulare, agregatul de presiune fiind plasat într-un punct de pe traseul conductei, fac parte din sistemul de transport pneumatic mixt.

Sistemul de transport prin refulare lucrează la presiuni mari şi poate realiza transporturi la distanțe şi diferențe de nivel mari. Sistemul prin aspirație este adecvat pe distanțe şi diferențe de nivel mai mici, dar prezintă avantajul că este mai simplu şi poate aspira din orice colț al unui vagon sau al unui hambar de vapor.

Transportoarele pneumatice sunt folosite pe scară mare la manipularea materialelor de masă, în special a cerealelor şi a cimentului, în porturi, la însilozare.

Instalațiile de transport pneumatic sunt utilizate numai pentru transportul materialelor granulare sau pulverulente uscate. Nu se recomandă pentru materiale cu granulație mare, deoarece devine neeconomic, datorită consumului mare de energie. Granulația obişnuită a materialului transportat este de 3-4 mm, putând ajunge la maxim 80 mm. Pentru o bună exploatare a instalației de transportat, dimensiunea particulelor nu trebuie să depăşească 0,3-0,4 din diametrul conductei.

Productivitatea instalațiilor de transport pneumatic poate fi de 200- 300 t/h, la un consum de energie de 5 kW/tona de material transportat. Distanțele de transport sunt de ordinul zecilor de metri (10-50) m, sau pot ajunge de ordinul sutelor de metri. Instalațiile pneumatice mobile deplasează sarcini pe distanțe de 10-50 m, iar cele staționare pot deplasa sarcini şi pe sute de metri. Transportul se realizează pe conducte cu diametre de 70-200 mm, presiunea aerului în instalație ajungând până la $(6\text{-}8).10^5$ N/m^2.

Instalațiile de transport pneumatic pot fi clasificate după diferite criterii, fără a exista recomandări stricte privind această clasificare.

Astfel, după mărimea presiunii aerului din instalație pot fi :

- instalații de joasă presiune, la care căderea de presiune în rețea nu depăşeşte $0{,}05.10^5$ N / m^2;
- instalații de presiune medie, la care căderea de presiune maximă nu depăşeşte $0{,}1.10^5$ N / m^2.
- instalații de presiune înaltă, la care căderea de presiune este mai mare decât $0{,}1.10^5$ N / m^2.

Firmele furnizoare de utilaje clasifică instalațiile de transport pneumatic după sistemul de alimentare al materialului în conductă. Sistemele de alimentare a conductei cu material se pot grupa, astfel încât instalațiile de transport pneumatic să se poată clasifica sub aspectul fenomenelor principale care se produc în conductă şi care determină într-o anumită măsură şi modul de dimensionare a parametrilor principali ai instalației.

După modul de funcționare şi după mărimea distanței de transport se deosebesc următoarele tipuri:

- instalații de transport cu aspirație, care în general realizează transportul pe distanțe mici;

- instalații de transport cu refulare, care realizează transportul pe distanțe medii;

- instalații de transport mixte, care realizează transportul pe distanțe mari.

Dacă se ține seama de concentrația materialului transportat se deosebesc:

- instalații de transport cu concentrații reduse;

- instalații de transport cu concentrații medii;

- instalații de transport cu concentrații mari.

De remarcat că sistemul de alimentare cu aer, ca şi sistemul de separare a particulelor de material din curentul de aer, la locul de descărcare sunt legate de grupa sau subgrupa din clasificarea făcută.

In cazul instalațiilor cu căderi de presiune în rețea de 10^4 N /m^2 şi mai mult, este necesar a se ține seama de modificările termodinamice ale aerului, neglijarea acestora poate determina erori însemnate în calcul.

3.2 Scheme ale instalațiilor de transport pneumatic de joasă şi medie presiune

Instalațiile pneumatice de joasă şi medie presiune se utilizează în cazul întreprinderilor din industria alimentară, pentru mecanizarea operațiilor de transport din interiorul secțiilor şi între acestea. Acest lucru se explică prin aceea că, la majoritatea întreprinderilor din industria alimentară nu se deplasează cantități prea mari de materiale comparativ cu concentrația joasă a amestecului şi consumul mare de aer. Acest tip de transport permite a corela operațiile de transport cu unele operații tehnologice (răcire, separare, uscare etc.).

Instalațiile pneumatice de joasă şi medie presiune se utilizează în fabricile de biscuiți şi fursecuri pentru transportul zahărului, a pudrei de zahăr şi de cacao; în fabricile de macaroane pentru transportul făinii; în fabricile de țigarete pentru transportul foilor de tutun şi a tutunului tocat; în fabricile de bere pentru transportul orzului şi al malțului; în întreprinderile de prelucrare a grăunțelor pentru transportul grăunțelor şi al produselor prelucrate din ele.

In figura 3.1a este prezentată schema principială a unei instalații de presiune medie care transportă făina din buncărele de primire în silozurile unei fabrici de pâine. Cisterna 1 descarcă făina în buncărul de sosire 2, din care aceasta ajunge în conducta 3, de unde ajunge în separatorul 4 deasupra jgheabului de transport pneumatic 5, făina urmând a fi distribuită în silozurile 6. Aerul necesar transportului este trimis în jgheabul 5 cu ajutorul ventilatorului 7. Aerul din buncărul de descărcare urmează a fi

curățat în ciclonul 8, legat în serie cu filtrul cu aspirație 9. Din filtru, aerul curat ajunge în ventilatorul 10, care îl elimină în afară şi realizează vacuum în filtrul aspirator. O astfel de instalație lucrează la o concentrație a amestecului de 45 - 50 N/N, la o viteză a aerului de 18-20 m / s.

In figura 3.1 b se prezintă schema unei instalații pneumatice staționare cu aspirație. Acest procedeu se aplică în cazul transportului pe distanțe scurte. Vacuumul din rețea se realizează cu ajutorul ventilatorului 1, depresiunea recomandabilă fiind de $0{,}5.10^5$ N/m^2. La afundarea sorbului 2 în masa grăunțelor, aerul aspirat antrenează boabele şi le deplasează în conducta 3. Pentru a realiza etanşarea necesară, legătura între sorbul 2 şi conducta de trecere a materialului se realizează printr-o conductă flexibilă 4. Din conducta de trecere a materialului, grăunțele ajung în separatorul 5, de unde sunt eliminate prin vana 6, iar aerul prin conducta 7 ajunge în ciclonul 8 şi apoi în filtrul 9, pentru a fi curățat de impurități. Aerul curățat de impurități trece prin ventilator şi apoi este eliminat în atmosferă. Pentru a se evita uzura rapidă a ventilatorului este necesar ca aerul să fie bine curățat.

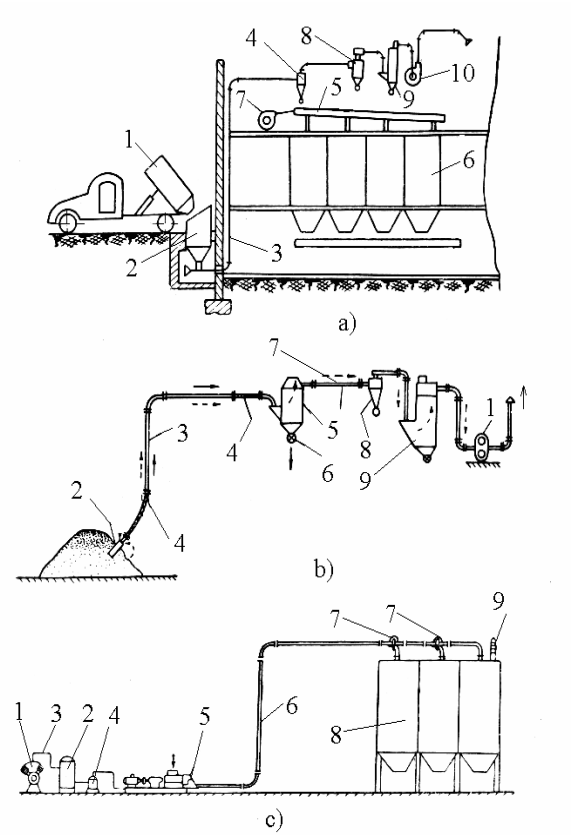


Fig. 3.1 Instalații de transport pneumatic

In figura 3.2 este prezentată o instalație care funcționează cu vacuum, diferența de presiune putând fi $(0{,}01\text{-}0{,}6)10^5$ N/m^2, la care încărcarea conductei se face cu o

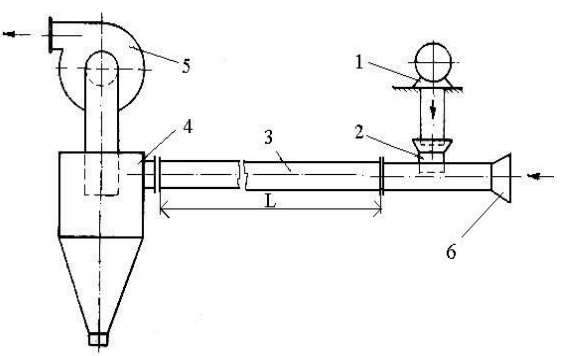


Fig. 3.2 Instalație de transport pneumatic cu depresiune.

pâlnie. Sunt instalaţii fixe care au o construcţie uşoară, fiind destinate transportului materialelor uşoare şi cerealelor. Materialul ce trebuie transportat, care este furnizat de un utilaj tehnologic 1 (defibrator de celuloză, moară cu ciocane etc.) trece prin pâlnia de alimentare 2 în conducta de transport 3, unde este antrenat de aerul ce intră printr-un con convergent 6 în direcţia de transport. Conducta de transport 3 se termină cu ciclonul 4 şi cu exhaustorul 5 care absoarbe aerul.

In locul ciclonului se poate pune şi un alt sistem de separare a aerului de material, iar în locul exhaustorului o pompă de vacuum.

Acest sistem dă bune rezultate la transportul materialelor fibroase (celuloză, bumbac) şi în cazul lemnului tocat; dar se poate aplica şi la transportul altor materiale. Dacă materialul este sub formă de praf, debitul nu depăşeşte 5-8 t/h, deoarece în acest sistem nu se pot obţine decât amestecuri cu concentraţii reduse de material în aer. In cazul cerealelor şi a materialelor granulare se pot obţine debite mai mari.

Distanţa de transport pentru concentraţii reduse şi materiale cu densitate mică ajunge la 350 m şi este limitată de diferenţa de presiune, care practic nu depăşeşte $0{,}1.10^5$ N/m^2 dacă se foloseşte un exhaustor şi $0{,}6.10^5$ N/m^2 dacă se foloseşte o pompă de vacuum.

In figura 3.3 este prezentată schema unei instalaţii de transport pneumatic cu sorb, care se utilizează pentru transportul materialelor de orice fel cu granulaţie sub 10 mm. Este o construcţie simplă cu care se obţin debite mari pentru cereale şi materiale granulare, se ajunge până la 30t/h. Pentru materiale măcinate fin, debitul nu depăşeşte 8t/h. Obişnuit distanţa de transport nu depăşeşte 350 m. Instalaţiile cu sistemul de alimentare cu sorb funcţionează cu vacuum, diferenţa de presiune în conducta de transport ajunge la $(0{,}01\text{-}0{,}6)10^5$ N/m^2. Se folosesc cu precădere la transportul materialelor din mai multe puncte de încărcare la un singur punct de descărcare şi atunci când este necesar să se evite formarea prafului.

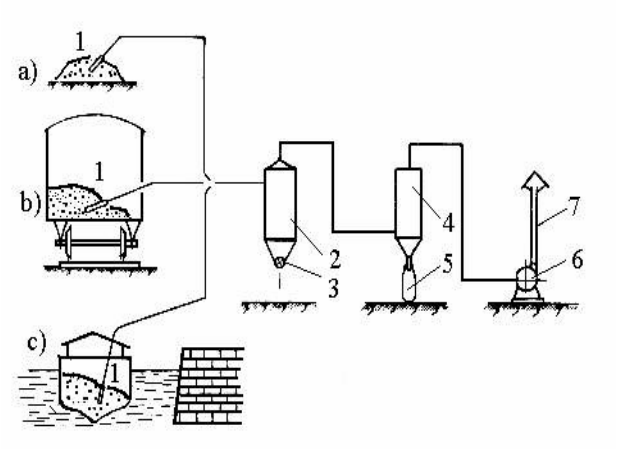


Fig. 3.3 Instalaţie pneumatică cu aspiraţie.

Sistemul este folosit la descărcarea vagoanelor de cale ferată, a vaselor de transport fluviale şi maritime, la transportul cerealelor în industria alimentară şi în general la transportul materialelor ce se depozitează în vrac şi a căror granulaţie nu

depăşeşte 10 mm. In cazul a, sorbul absoarbe materialul din vrac, în cazul b, îl absoarbe dintr-un vagon de cale ferată, iar în cazul c, îl absoarbe dintr-un şlep. In cazul cerealelor ciclonul 2 se înlocuieşte cu o simplă cameră de depunere. Deoarece ciclonul nu produce o separare totală a aerului de materialul solid sub formă de praf, aerul impurificat trece prin filtrul 4, de unde după curățire este absorbit de ventilatorul sau pompa de vacuum 6, fiind eliminat în atmosferă prin coşul 7. Materialul solid separat în ciclon este eliminat prin roata celulară 3, iar cel separat în filtrul 4 este eliminat de melcul 5, aflat la baza filtrului. Dacă se transportă materiale granulare, filtrul 4 poate fi evitat, iar pentru producerea depresiunii poate fi folosit un exhaustor.

3.3 Scheme ale instalațiilor de transport pneumatic de înaltă presiune

In figura 3.1 c este prezentată schema unei instalații de transport, de presiune ridicată cu refulare. Presiunea se realizează cu ajutorul compresorului 1, care este legat de rezervorul 2 prin conducta 3. Pentru curățirea aerului de apă şi impurități se utilizează filtrul 4. După curățire aerul comprimat pătrunde în camera de alimentare 5, unde se amestecă cu materialul. Amestecul pregătit se deplasează sub presiune în conducta 6 spre locul de descărcare. Pentru a schimba direcția de mişcare, rețeaua este prevăzută cu inversorul 7, cu ajutorul căruia se poate comanda transportul sarcinii rând pe rând în unul din silozurile 8. Pentru a evita antrenarea materialului de către aer, în partea de sus a capacului silozului este instalat un filtru 9, pentru captarea fracției fin dispersate de material transportat. Instalațiile de transport pneumatic cu compresor, în comparație cu cele cu absorbție au avantajul transportului pe distanțe însemnate , precum şi transportul unor cantități însemnate de amestec concentrat.

In figura 3.4 este arătată schema unei instalații ce funcționează cu suprapresiune, la care încărcarea conductei se face cu un ejector, diferența de presiune

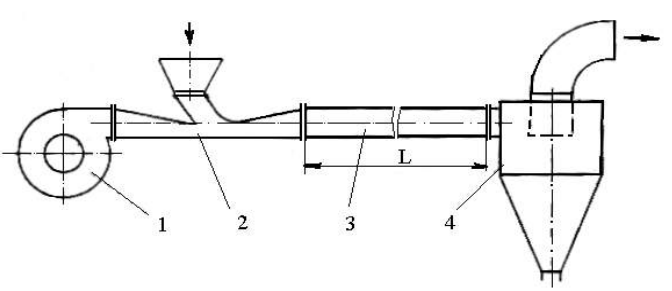


Fig. 3.4 Instalație de transport pneumatic cu suprapresiune şi alimentare cu ejector

în conducta de transport ajunge la $(0,01\text{-}0,6)10^5$ N/m^2. Sunt instalații fixe utilizate pentru evacuarea cenuşii de la cazane. Este o construcție simplă, dar care are dezavantajul unui consum mare de energie datorită randamentului redus al ejectorului. Ventilatorul 1 împinge aerul în partea convergentă a ejectorului şi capătă o viteză ridicată în porțiunea cu secțiunea minimă. La ieşirea din secțiunea minimă datorită vitezei ridicate se produce o depresiune, care face ca, prin gura de alimentare să fie aspirată o cantitate de aer. Introducând prin gura de alimentare o cantitate de material se produce un amestec, care este accelerat şi transportat pe conducta 3 până la destinație. La capătul conductei se pune un separator de material 4 şi un filtru sau materialul este evacuat direct în hala de material unde aerul se separă singur.

Acest sistem se caracterizează printr-un consum mare de energie pe (tonă . metru) de material transportat. Pierderile de energie în ejector sunt de 60 %-90 %, încât sistemul se foloseşte dacă alte sisteme nu sunt aplicabile.

Acest sistem se utilizează pentru evacuarea cenuşii fierbinți de la focarele cazanelor de abur, la stațiile pilot, unde randamentul energetic este mai puțin important. Se caracterizează printr-o construcție simplă.

Dacă presiunea în instalație trebuie să fie mai ridicată, se înlocuieşte ventilatorul 1 cu un compresor sau cu o suflantă.

Instalațiile cu ejector pot realiza concentrații mai mari decât cele cu pâlnie, datorită sistemului de alimentare.

In figura 3.5 este prezentată o instalație care funcționează cu suprapresiune, diferența de presiune între capetele instalației fiind $(0,1\text{-}1,1)10^5$ N/m^2, la care alimentarea se realizează cu un dozator tip tambur şi lucrează prin refulare. Sunt instalații fixe, care se utilizează pentru minerale măcinate şi cereale. Este o construcție simplă de dimensiuni mici, lungimea de transport ajunge până la 500 m. Sistemul se pretează când se transportă material de la un loc de depozitare la mai multe locuri de consum.

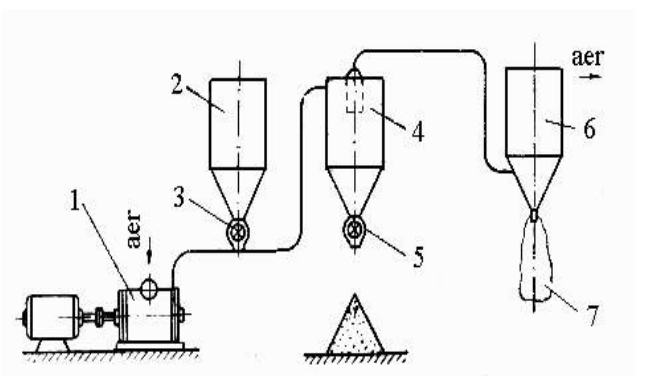


Fig. 3.5 Instalație de transport pneumatic prin refulare, alimentată cu dozator tip tambur.

Grupul 1 format din electromotor şi suflantă refulează aer pe conducta de transport. Din buncărul 2, materialul sub formă de praf sau granule este introdus în conducta de transport prin dozatorul 3. Amestecul se deplasează prin conductă până la ciclonul 4, din care cu ajutorul dispozitivului de

golire 5, se descarcă la locul dorit. Din ciclonul 4, aerul impurificat trece la filtrul 6, unde resturile de material solid sunt evacuate cu ajutorul melcului 7, iar aerul trece în atmosferă. Filtrul 6, poate fi evitat dacă materialul nu conține praf fin.

In cazul acestor instalații dozatorul are rolul de a doza materialul şi de a menține diferența de presiune între mediul ambiant şi interiorul conductei. In locul suflantei 1 se pot folosi ventilatoare, turbosuflante, pompe cu piston sau alte sisteme capabile să producă comprimarea aerului.

In figura 3.6 este prezentată schema unei instalații cu refulare, alimentată de o pompă cu şurub melc, care funcționează cu suprapresiune, diferența de presiune între capetele instalației fiind de $(1\text{-}3)\cdot10^5$ [N/m^2]. Pompele cu şurub melc pot fi înlocuite cu alimentatoare cu camere, instalațiile astfel echipate funcționează cu suprapresiune, diferența de presiune în conducte fiind de $(2\text{-}5)\cdot10^5$ N/m^2. Instalațiile de transport pneumatic alimentate atât de pompe cu şurub melc cât si de sistemul cu camere pot funcționa cu concentrații ridicate ale amestecului de aer - material. Se ajunge la concentrații de 40 kg de material la 1 kg de aer. Acest tip de instalații sunt utilizate pentru transportul cimentului, prafului de cărbune, prafului de calcar, apatitei. Au debite până la 300 t/h şi dimensiuni mici pe verticală, lungimile de transport pot ajunge la 600 m.

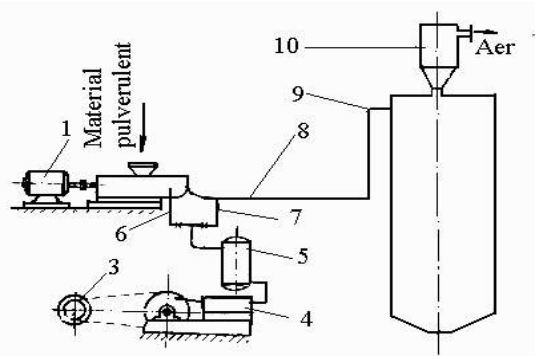


Fig. 3.6 Instalație de transport pneumatic prin refulare alimentată cu o pompă cu melc.

Motorul electric 1 antrenează pompa cu şurub melc 2. Materialul sub formă de praf, cade în pâlnia pompei cu şurub melc, unde este comprimat de spirele melcului cu pas variabil, formând un dop care nu permite aerului din conductă să pătrundă în pâlnia de alimentare. Dopul de material astfel format este fărâmițat din nou de mai multe jeturi de aer sub presiune, formate de nişte ajutaje existente în conducta 6. Astfel se formează un amestec de aer şi material care se transportă pe conductă. Motorul electric 3 antrenează compresorul de aer 4 care refulează în vasul tampon 5, iar conducta 7 serveşte la suflarea conductei de transport, înainte de pornire şi după oprirea instalației. Amestecul de aer material este condus de conducta 8 la silozul 9, unde materialul se depune, iar aerul trece în atmosferă prin filtrul 10. In locul sistemului de separare siloz-filtru, pot fi utilizate şi alte sisteme de separare a materialului de aer.

Compresorul de aer este de obicei, de tipul cu piston şi o singură treaptă de comprimare.

Pompele cu şurub melc pot fi fixe sau mobile. Cele mobile se fac cu şurubul înclinat şi discuri de raclare, fiind folosite pentru descărcarea vagoanelor de cale ferată. Pentru descărcarea materialului din calele vaselor de transport pe apă şurubul este vertical.

Dacă la sistemul prezentat, se înlocuieşte pompa cu şurub melc cu un alimentator cu camere, se obține o instalație de transport pneumatic care admite presiuni de lucru până la $5 \cdot 10^5$ N/m^2 şi distanțe de transport până la 2.000 m, deci mai mari decât în cazul sistemului cu pompă cu şurub melc. Consumul de energie este cu aproximativ 30 % mai redus ca în cazul folosirii pompei cu şurub melc.

Sistemul este mai puțin răspândit, datorită construcției mai dificile şi a gabaritelor mai mari. Aceste instalații servesc la transportul materialelor sub formă de praf.

Camerele de alimentare sunt vase de formă cilindrică, cu fund conic la partea inferioară. Materialul se încarcă pe la partea superioară, se închide ermetic gura de încărcare şi un jet de aer antrenează materialul pe conducta de transport. Prin funcționarea alternativă a două camere, încât în timp ce una se goleşte, cealaltă se umple, se obține un sistem cu funcționare continuă. De obicei toate manevrele sunt automatizate.

Transportul materialelor pe distanțe lungi este posibil utilizând instalații de transport pneumatic mixte. Aceste instalații lucrează parțial prin aspirație (înainte de maşina pneumatică) şi parțial prin refulare (după maşina pneumatică).

In afara faptului că permite transportul pe distanțe lungi, cumulează avantajele aspirării simultane din mai multe puncte, (proprie instalațiilor cu aspirație) şi al evacuării în puncte diferite (proprie instalațiilor cu refulare).

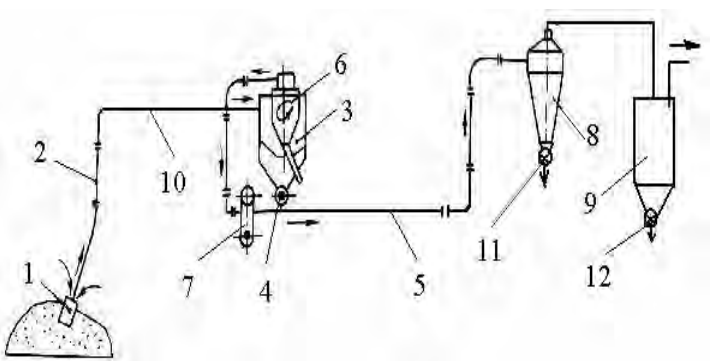


Fig. 3.7 Instalație de transport pneumatic mixtă.

In figura 3.7 este prezentată o instalație de transport pneumatic mixtă, la care materialul este aspirat din grămadă prin sorbul 1, în conducta flexibilă 2 racordată la conducta la transport 10. Odată cu materialul, în conductă pătrunde şi o cantitate din aerul atmosferic. Amestecul aer-material ajunge la separatorul 3 cu ciclonul 6, unde se produce separarea materialului de aer, materialul fiind evacuat prin roata celulară 4 în conducta 5. Aerul filtrat pătrunde în suflanta 7 de

unde este refulat sub presiune în conducta 5 unde se amestecă cu materialul, amestecul aer-material fiind trimis pe conducta de transport până la destinație. La destinație materialul intră în separatorul gravitațional 8 de unde este evacuat prin roata celulară 11, iar aerul este filtrat în filtrul 9 şi este redat atmosferei. Praful din filtru este evacuat cu melcul 12.

Suflanta 7 aflată în instalație creează depresiune în conducta 10 şi suprapresiune în conducta 5.

3.4 Instalații de transport pneumatic

In figura 3.8 se prezintă un transportor pneumatic autopropulsat, utilizat pentru descărcarea grânelor din navele fluviale, cu o productivitate de 160 t/h, care se deplasează pe şine cu lungimea de 4,5 m.

Intr-un turn cu înălțimea de 22,2 m sunt montate două instalații pneumatice independente, dar care lucrează simultan. Instalațiile funcționează cu aspirație, fiecare instalație pneumatică permite decuplarea automată a suflantei (ventilatorului) în cazul blocării şubărului care permite trecerea grăunțelor. Productivitatea maximă a unei instalații este de 80 t/h, iar cea medie este de 40t/h.

Instalația prezentată în figura 3.8 funcționează cu aspirație, grâul împreună cu o cantitate de aer din atmosferă pătrunde în conducta verticală 1, prin sorbul 21, ca urmare a depresiunii create în instalație ($0{,}28.10^5$ N/m^2), de către pompa rotativă de vacuum 7. Conducta verticală este prevăzută cu un sistem telescopic, fiind racordată la conducta prin care amestecul ajunge la separator. Aceasta la rândul ei este prinsă într-o articulație 2, care îi permite modificarea razei de acțiune. Din separator, grâul este evacuat prin dispozitivul 4, fie pe rampa de cereale, fie în buncărul cântarului automat 4. Aerul impurificat cu praf trece din separator în filtrul 9, unde se realizează curățirea sa, praful fiind evacuat prin dispozitivul 5. Grâul descărcat poate fi dirijat cu ajutorul unui transportor cu bandă, către un depozit, sau încarcat în vagoane şi expediat pe calea ferată.

Instalația prezentată în figura 3.9 este o instalație portal, mobilă, care funcționează cu aspirație şi are o productivitate de 200 t/h. Această instalație este destinată pentru descărcarea grâului din nave fluviale şi încărcarea lui în vagoane de cale ferată. Instalația pneumatică are portalul 1, care se deplasează pe două căi de rulare la sol, de-alungul unei linii de acostare. In partea superioară a platformei portalului se află ferma chesonată 2, care se poate roti pe o şină circulară. Deasupra ei, în lungul unor şine se deplasează două cărucioare 3 şi 4, cuplate rigid între ele cu ferma 5. Cărucioarele se deplaseaza cu ajutorul palanului electric 6 şi a cablului 7.

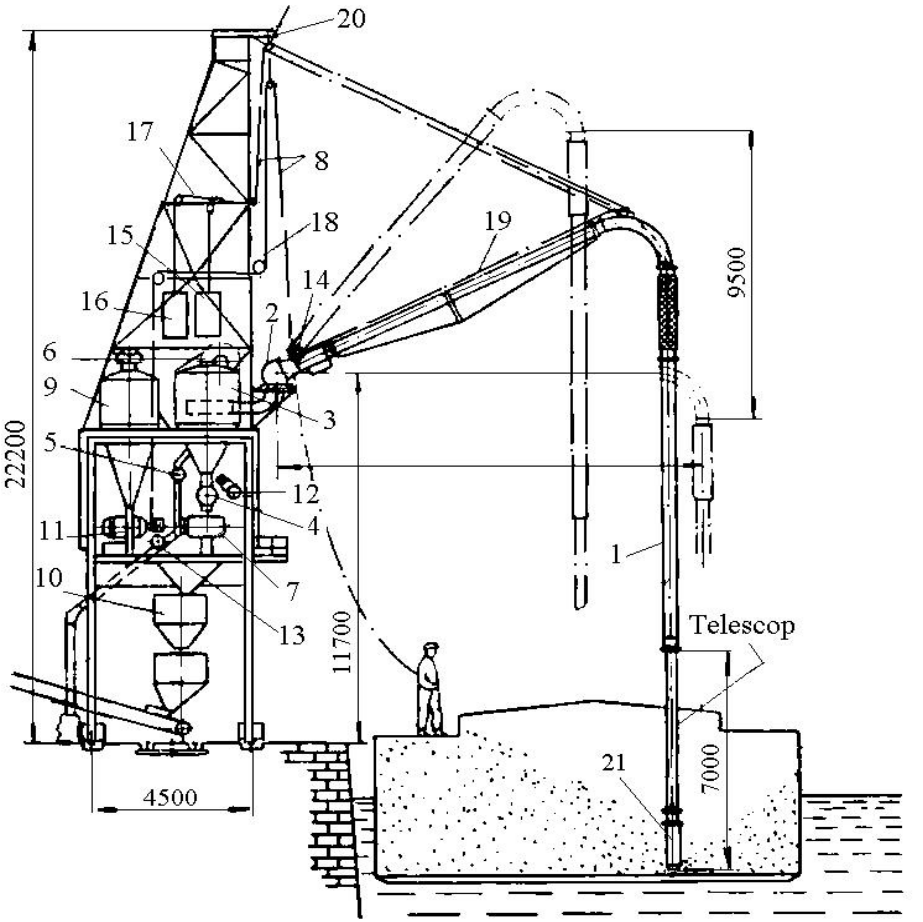


Fig. 3.8 Instalație de transport pneumatic pentru grâu, cu o productivitate de 160 t/h.

Semnificatia notațiilor din figura 3.8 este următoarea:

1- conductă verticală cu piesă telescopică, 2 - articulație universală, 3 - separator de cereale cu filtru de curățire, 4 - dispozitiv de evacuare grâu, 5 - dispozitiv de evacuare praf, 6 - conductă de aer, 7 - pompă rotativă de vacuum, 8 - cablu de susținere a telescopului, 9 - separator de praf, 10 - cântar automat, 11 - motor de acționare a pompei de vacuum, 12 - electromotor pentru acționarea închiderii dispozitivului de evacuare, 13- electromotor pentru acționarea rampei de cereale, 14 - troliu electric pentru acționarea tuburilor telescopice, 15 - contragreutate telescop, 16 - contragreutate troliu jgheab, 17 - cablu contragreutate troliu jgheab, 18 - cablul troliului electric pentru acționarea jgheabului, 19 - cablul troliului electric pentru acționarea tuburilor telescopice, 20 - articulație pivotantă, 21 -sorb.

In interiorul fermei chesonate este instalat un transportor cu raclete 8, a cărui productivitate este 300 t/h. Pe căruciorul 3 este montat separatorul de boabe 9, cu închizătorul 10, cu o capacitate de 350 dm^3. La separatorul 9 este anexată o articulație specială 18, a conductelor verticale 17 a şi 17 b.

Partea inferioară se compune din sorbul 11 care absoarbe materialul adus în zona sa de două transportoare cu raclete12 cu lungimea de 3 m fiecare, suspendate articulat de ferma 13, care se roteşte acționată de electromotorul 14. Ridicarea fermei se realizează cu ajutorul electropalanului 16, iar pentru ridicarea transportorului cu raclete se foloseşte electropalanul 15.

Partea telescopică 17 b intră în interiorul unei țevi 18, a cărei construcție nu permite abaterea de la planul vertical, a circulației grâului. Intrarea şi coborârea telescopului se face cu ajutorul electropalanului 20 şi a cablului 19.

Pentru a reduce posibilitatea deteriorării boabelor şi a blocării telescopului la 7,5 m de capacul separatorului 9, pe direcția axei racordului 18 este sudat capacul 21.

Pe căruciorul 4 se află instalate: bateria de cicloane 22 cu diametrul de 700 mm; ventilatorul cu două trepte 23, cu difuzorul 24 pe conducta de evacuare; electropalanul 6

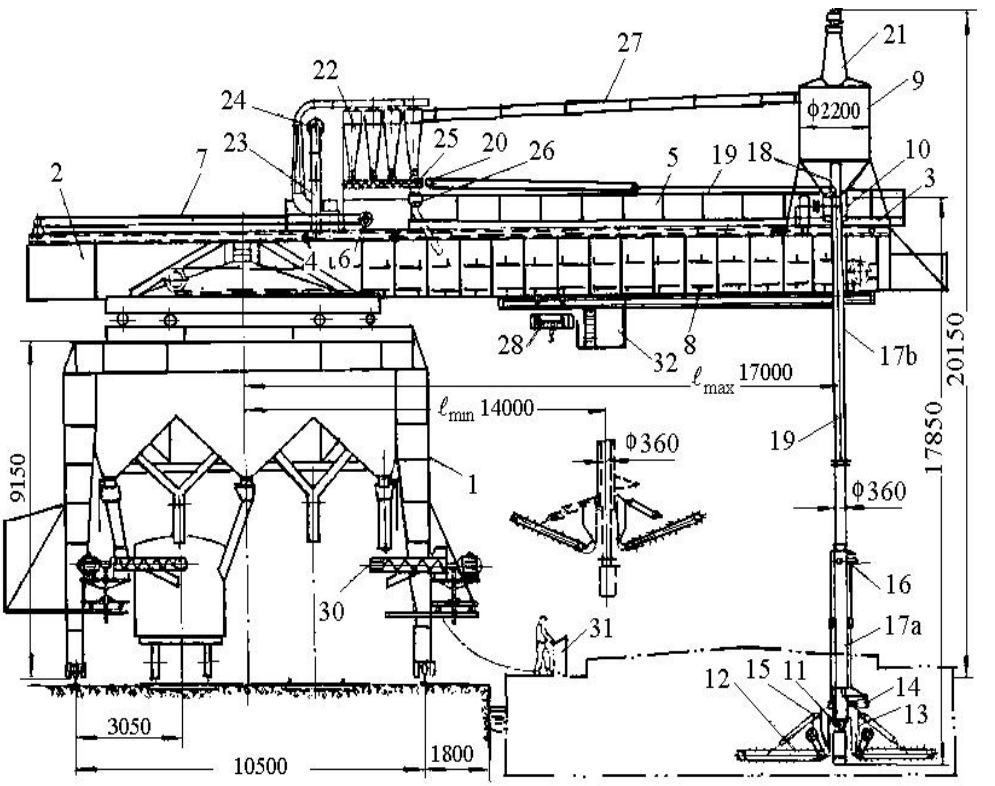


Fig. 3.9 Instalație pneumatică portal pentru descărcat grâu

pentru deplasarea căruciorului şi electropalanul 20, pentru ridicarea părţii telescopice 17b. Separatorul este unit cu bateria de cicloane prin conducta 27. Manevrarea instalației pupitrului de comandă 31, a sorbului şi a altor echipamente ale danei de acostare şi de descărcare a navei se realizează cu electopalanul 28.

Funcţionarea transbordorului. Grâul este aspirat din cala navei prin sorbul 11 şi este trimis pe conductele 17a şi 17b până la separatorul 9 în care se sedimentează, fiind apoi trimis prin gura de evacuare 10, la transportorul cu racleți 8. In final, grâul ajunge în buncărul 29 cu capacitatea de 85 m^3 din care prin articulația tubulară şi melcul 30, ajunge în vagonul de cale ferată.

Aerul rezultat din separatorul 9 ajunge în bateria de cicloane 22, pentru curățirea sa de praf. Din bateria de cicloane praful se elimină cu ajutorul a doi melci 25 şi a două ecluze de închidere 26 cu o capacitate de 7,5 dm^3, în cutia transportorului 8, după care ajunge în buncărul 29. Aerul curat din bateria de cicloane ajunge în ventilatorul cu două trepte 23 şi prin conducta de evacuare cu difuzorul 24 este evacuat în atmosferă.

Dirijarea tuturor mecanismelor se efectuează de la pupitrul mobil 31, care este instalat chiar pe puntea navei care se descarcă, sau în cabina suspendată 32.

Avantajele acestei instalații constau în: prezența unei singure căi de acces a grâului (pe verticală, fără componente orizontale); sorbul are o instalație de greblare; lipsa racordului flexibil; închizătorul ecluzei pentru grâu este o construcție sigură; descărcarea grâului se face cu un consum redus de energie; asigură o productivitate ridicată (de exemplu, descărcarea a 1500t de grâu, dintr-o navă de 2000t se face după 10 ore de lucru, fără a fi necesară coborârea în cală).

Ca dezavantaje se poate menționa: dificultate la descărcarea grâului din cala navei; acoperirea punții de la 7 m implică, pentru greblarea grâului din partea aceea a calei spre ajutaj, necesitatea unei instalații cu screpere cu patru posturi de lucru; dependența activității de transbordare de precizia alimentării vagoanelor de cale ferată; întoarcerea prafului care se degajă din bateria de cicloane spre grâu.

In figura 3.10 este prezentată o instalație plutitoare autopropulsată cu trei turnuri, cu o productivitate de 175 t/h, pentru descărcarea pneumatică a grâului. Ea este utilizată pentru descărcarea grâului din navele fluviale şi trimiterea lui pe debarcader.

Instalația pneumatică de transbordare se compune din trei turnuri, dintre care două turnuri extreme 1, de preluare şi unul de mijloc 2, cu preluare cântărire.

Distanța de 20 m, dintre axele turnurilor a rezultat din calculul descărcării navelor cu lungimea de 85 m. In fiecare turn se află pe separatoarele 3, cu diametrul de 2000 mm, patru instalații mobile de aspirație a grâului 4, cu ajutajele în diametru de 106 mm fiecare şi cu raza de acțiune cuprinsă între 8 şi 14 m. Ridicarea şi coborârea

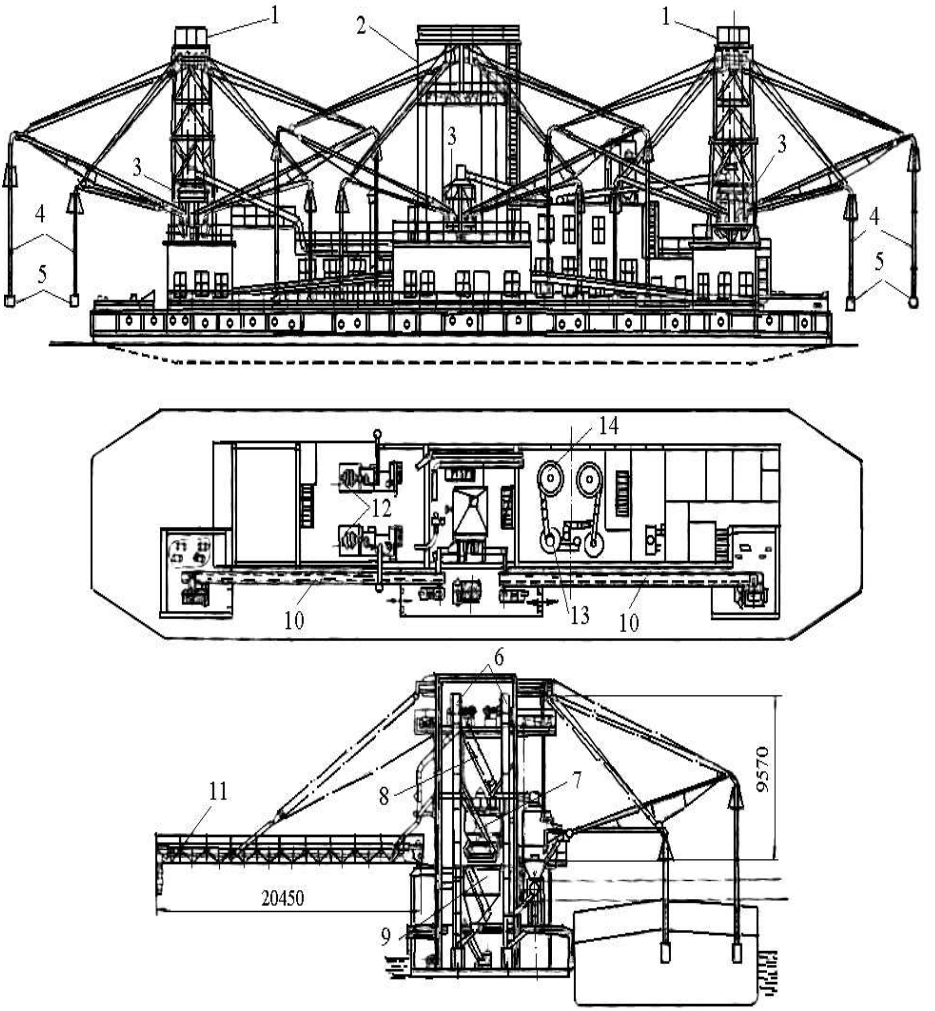


Fig. 3.10 Instalație plutitoare autopropulsată pentru descărcarea pneumatică a grâului.

instalației mobile 4 se realizează cu ajutorul unui troliu electric. Rotirea instalației mobile în plan orizontal, se realizează cu mecanisme de rotire acționate manual de pe punte.

In turnul din mijloc 2 se realizează nu numai preluarea dar și cântărirea grâului, în el fiind amplasate două elevatoare 6 cu o productivitate de 175 t/h, bena cântarului 7 cu capacitatea de cântărire de 10 t, instalat pe o suspensie specială, buncărul superior 8, cu o capacitate de 18 t și buncărul inferior 9, cu o capacitate de 8 t. Greutatea cântarului asigură poziția orizontală a sa.

Turnurile din margine sunt legate cu turnul din mijloc prin două transportoare cu raclete 10, cu o productivitate de 100 t/h fiecare.

In fața turnului mijlociu se află un transportor cu bandă 11, cu o productivitate de 175 t/h, pentru trimiterea grâului la construcțiile de pe mal, montat pe o fermă suspendată, articulată. Ferma transportorului are un sprijin universal, care îi permite rotirea în plan orizontal cu 180^0, iar în plan vertical cu 16^0.

Pe puntea transbordorului se află o stație de transformare de 6000/400/230V, care se alimentează prin cabluri flexibile de la o altă stație de transformare, aflată pe mal.

In cala transbordorului se află montate două pompe rotative 12, două separatoare centrifugale de praf 13, cu diametru de 1850 mm şi două filtre uscate 14, cu diametru de 1850 mm, cu suprafața de filtrare de 84 m^2 fiecare. Din cele trei separatoare de grâu, în acelaşi timp pot lucra numai două separatoare cu opt instalații mobile de aspirație, acționate de cele două pompe rotative. Pentru cuplarea turbopompei la separatorul preferat se foloseşte un distribuitor de aer, cu şase ventile de închidere ce sunt puse în funcțiune de un electromotor cu puterea de 0,25 kW.

In figura 3.11 este prezentată schema tehnologică de transbordare a grâului din cala unei nave. Grâul aspirat din cala navei 14, în conducta 1 trece în separatorul 2, unde se separă şi se depune la baza separatorului de unde este evacuat prin închizătorul dozator cu o capacitate de 200 dm^3, pe transportorul 13, care îl transportă la elevatorul cu cupe 11. Din elevator, grâul este descărcat în buncărul superior al cântarului 10, pe urmă în cel inferior şi apoi prin curgere liberă printr-o conductă ajunge în al doilea elevator 11, care îl descarcă pe banda transportoare 12 cu o productivitate de 175 t/h. Aerul aspirat împreună cu grâul, după separarea sa de grâu în separator, este trimis mai departe la separatoarele centrifugale 6 şi filtrele 8, fiind preluat de turbopompa 9. Praful din separatoarele centrifugale 6 este evacuat prin închizătoarele de praf 7, ajunge în rețeaua de transport pneumatic alimentată de ventilatorul de înaltă presiune 15, care îl conduce spre camerele ciclonului de curățire praf al gospodăriei de praf de pe mal.

La această instalație aspirarea grâului se produce cu o singură rețea de ventilatoare. Pentru a evita avarierea instalației datorită îngrămădirii grâului, motoarele electrice se opresc automat. De asemenea închizătoarele dozatoare se autoblochează, încât la închiderea lor se opresc toate maşinile din componența instalației, iar indicatorul de nivel al buncărului superior al cântarului, comandă oprirea tuturor maşinilor. Legătura între posturile de lucru şi dispecerat se face prin radio.

Avantajele instalației plutitoare de transbordare constau în posibilitatea descărcării grâului din navele fluviale, fără deplasarea lor în timpul operațiilor de descărcare. Dezavantajele constau în: cost ridicat, cheltuieli mari de exploatare, rază constantă de acțiune, necesitatea adăugării unor mâini flexibile în cala vasului, ceea ce determină scăderea productivității instalației.

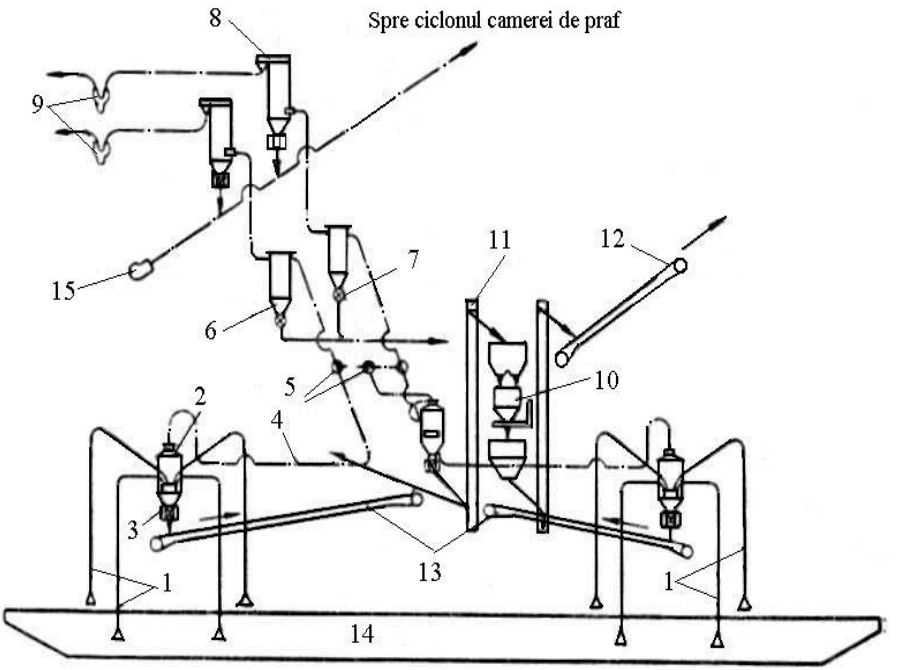


Fig. 3.11 Schema de lucru a instalației plutitoare cu trei turnuri , pentru descărcarea pneumatică a grâului

In figura 3.12 este prezentată o vedere generală a unei instalații pneumatice, plutitoare nepropulsată, pentru descărcarea grâului. Transbordorul se compune din patru instalații pneumatice cu o productivitate de 90 t/h fiecare. Fiecare instalație se compune din: o conductă verticală cu ştuț de aspirație a grâului, ajutajul având diametrul de 216 mm, cu părți telescopice şi sectoare orizontale 2; o fermă 3 care se ridică şi se rotește şi de care este suspendată instalația mobilă de absorbție a grâului; separatorul 4, prevăzut cu închizator dozator, având în interior ciclonul; separatorul centrifugal de praf 5 cu închizătorul pentru praf; pompa volumică rotativă de vacuum; amortizorul de zgomot 6.

Toate ansamblele transbordorului sunt puse în mişcare de două motoare cu o putere de 230 kW. Fiecare motor acționează două pompe de vacuum şi generatorul de 95 kW. Rotirea fermei 3 se realizează în plan orizontal de către un troliu electric cu puterea de 1,5 kW, iar în plan vertical de către un troliu electric cu putere de 6,6 kW. Acționarea părții telescopice în plan vertical şi orizontal se realizează cu troliile electrice 7 şi 10, acționate de motoare de 2,2 şi 4,4 kW. Raza de acțiune a părții suspendate (telescoapele orizontale) se modifică de la 5,8 m la 15 m.

Lungimea părții de aspirație a grâului este de 30 m.

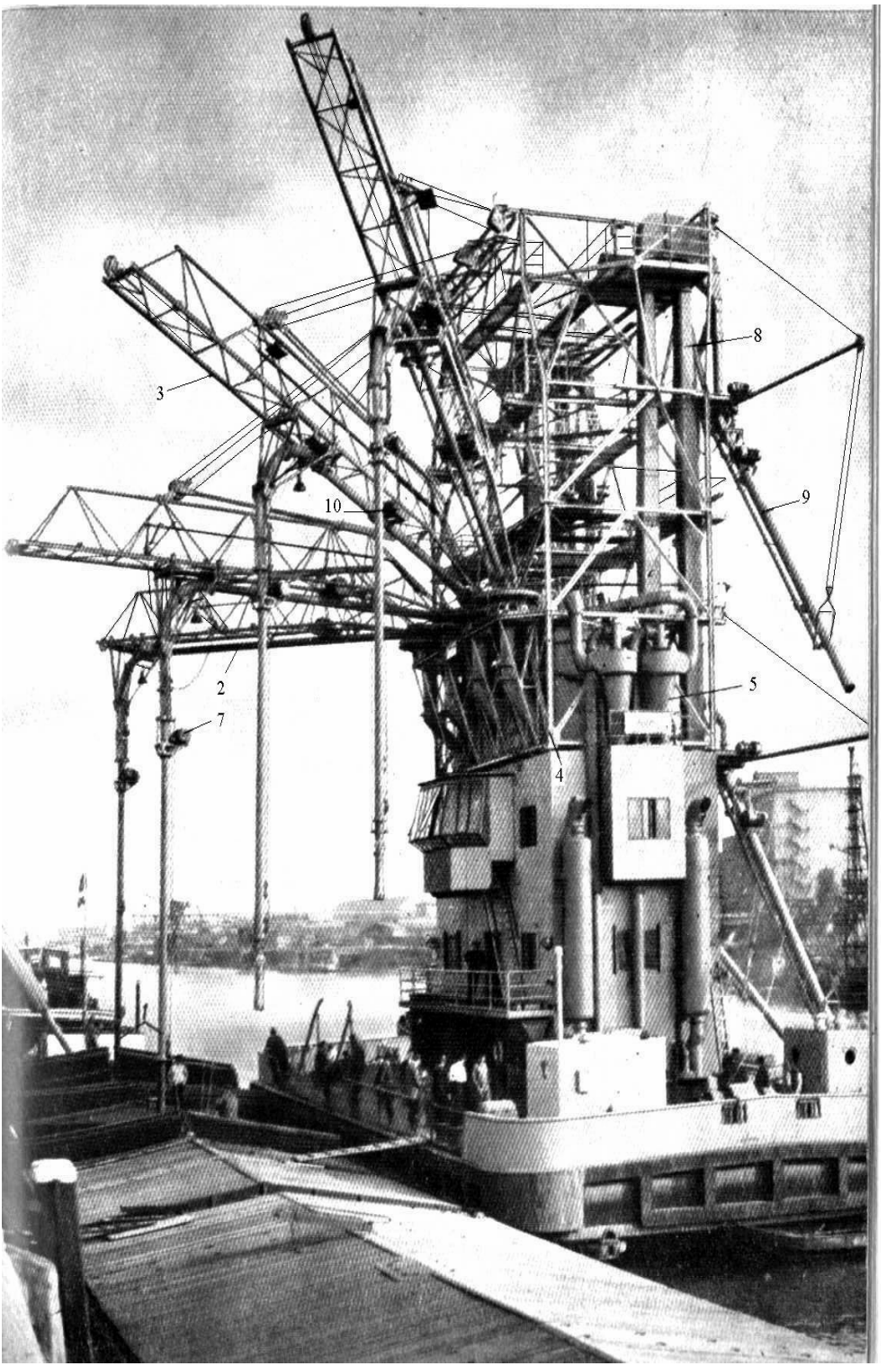


Fig. 3.12 Vedere generală a unei instalații pneumatice pentru descărcarea grâului.

Accesoriile instalației de descărcare sunt: două cântare automate cu capacitatea benei de 1500 kg grâu, două elevatoare cu cupe, cu o productivitate de 200 t/h, patru tuburi telescopice coborâtoare 9. Din două tuburi coborâtoare, cel superior este destinat pentru descărcarea grâului din silozurile de pe coastă, iar cel inferior, pentru încărcarea grâului în navele fluviale. In afara acestora se mai află trei elevatoare de înălțime medie, care preiau grâul de la cel mai bun agregat şi-l predau unuia din elevatoarelele de bază.

In figura 3.13 este prezentată schema tehnologică a transbordorului plutitor cu un turn pentru descărcarea grâului. Productivitatea tehnică este 360 t/h, iar cea de exploatare 130 t/h, înălțimea de aspirație a grâului 14 m.

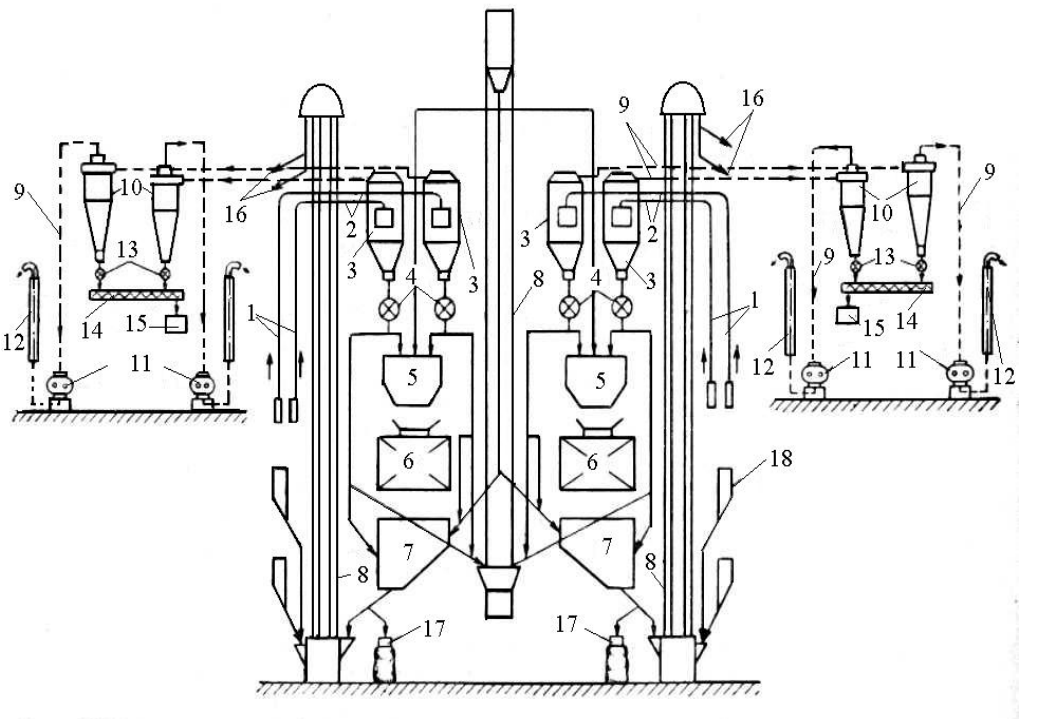


Fig. 3.13 Schema tehnologică a transbordorului plutitor, pentru descărcarea pneumatică a grâului

Semnificația notațiilor din figură:

1-sectoare verticale telescopice ale conductelor pentru grâu, 2- sectoare orizontale telescopice ale conductelor pentru grâu, 3-separatoare de material, 4-închizătoare dozatoare pentru grâu, 5-buncăre superioare, 6-cântar automat, 7-buncăre inferioare, 8-elevatoare, 9-conducte de aer, 10-separatoare centrifugale de praf, 11-pompe de vacuum, 12-amortizoare de zgomot, 13-închizătoare dozatoare pentru praf,

14-transportoare cu melc, 15-cântare pentru praf, 16-conducte de descărcare telescopice superioare şi inferioare, 17-racord pentru prelevare grâu pentru cântărire, 18-buncăre de preluare.

Avantajele transbordorului constau în: existența părților telescopice verticale şi orizontale pentru conductele de grâu, datorită cărora raza de acțiune se modifică, ceea ce permite să se descarce o cantitate mare de grâu, fără utilizarea mâinilor mecanice pentru raclarea grâului din cala navei.

Dezavantajele constau în: cost ridicat, prezența unui ajutaj ne autopropulsat, care trebuie să fie ajutat de mâini mecanice, pentru a se aduna grâul de pe o zonă mai întinsă.

In figura 3.14 se arată că partea verticală telescopică a conductelor pentru trecerea grâului se uneşte cu zona curbă a părții orizontale, prin intermediul unui racord flexibil. Greutatea părții verticale nu este preluată de racordul flexibil, ci de un lanț. Partea orizontală a conductelor de trecere grâu este unită cu separatorul de grâu prin intermediul unei articulații universale, care permite ridicarea conductelor din poziție orizontală în sus, la 25^o în poziție de lucru şi la 40^o în poziție de repaus. In afară de aceasta, articulația universală asigură rotirea tuturor conductelor în plan orizontal cu 180^o. Diametrul racordului 2, al articulației universale (fig.3.15), se măreşte pe direcția de mişcare a amestecului aer-material. Cel mai mic diametru se adoptă egal cu diametrul de legătură al conductelor de transport grâu. Cel mai mare diametru se adoptă pe baza calculelor, încât viteza aerului să fie 10-12 m/sec.

In figura 3.16 se prezintă schema conductelor de grâu cu părți telescopice orizontale şi părti verticale rigide. Tubul orizontal 1 care se deplasează, cu unul din capete se află în tubul 2, iar cu celălalt capăt se uneşte cu partea curbă suspendată de axul a două roți 3, care se rostogolesc pe partea de jos a fermei. De axul roților 3 se ataşează capetele a două cabluri, una din ramuri care trece pe jos şi a doua pe deasupra fermei peste blocul de tobe al electropalanului 4. Intinderea cablului se realizează cu blocul 5, care se deplasează pe verticală cu ajutorul unui şurub. In funcție de direcția de rotire a tobei electropalanului, partea orizontală a tuburilor se va lungi sau se va scurta. De exemplu, la rotirea tobei după sensul acelor de ceas, capătul de jos al cablului trage axul roții 3 în stânga, iar capătul de sus se înfăşoară pe tobă şi trage spre dreapta. Prin urmare, tubul 1 va fi tras în interiorul tubului 2 şi lungimea părții orizontale se va micşora.

Partea verticală a tubului mobil este legată cu curbura părții orizontale, prin intermediul unei articulații sferice (fig.3.17). Avantajele articulației sferice în comparație cu racordul flexibil constau în: rezistență redusă la trecerea amestecului aer – grâu şi o mare rezistență la uzură.

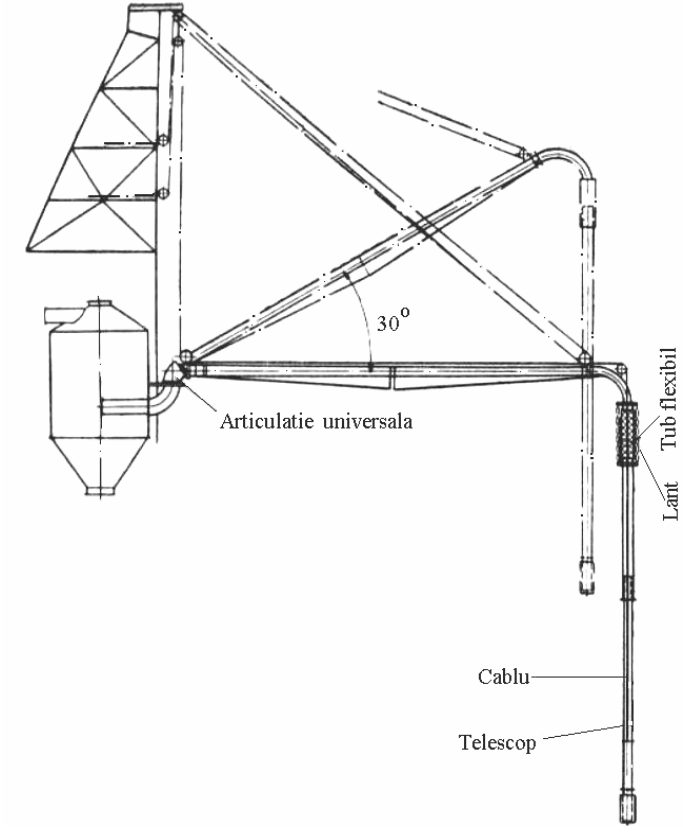


Fig. 3.14 Schema conductelor mobile pentru grâu, cu părți telescopice verticale.

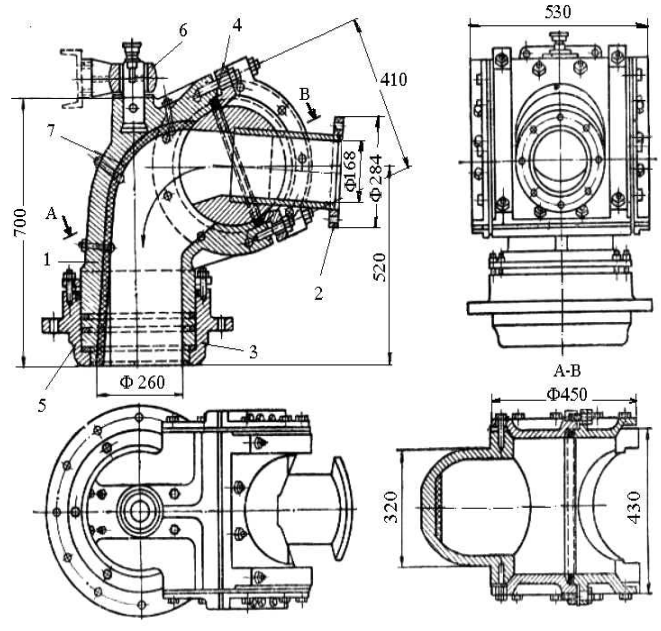


Fig. 3.15 Articulație universală.
1- corp; 2- racord rotitor; 3- lagăr; 4- garnitură de etanşare; 5- roată; 6- lagăr; 7- întăritură de cauciuc.

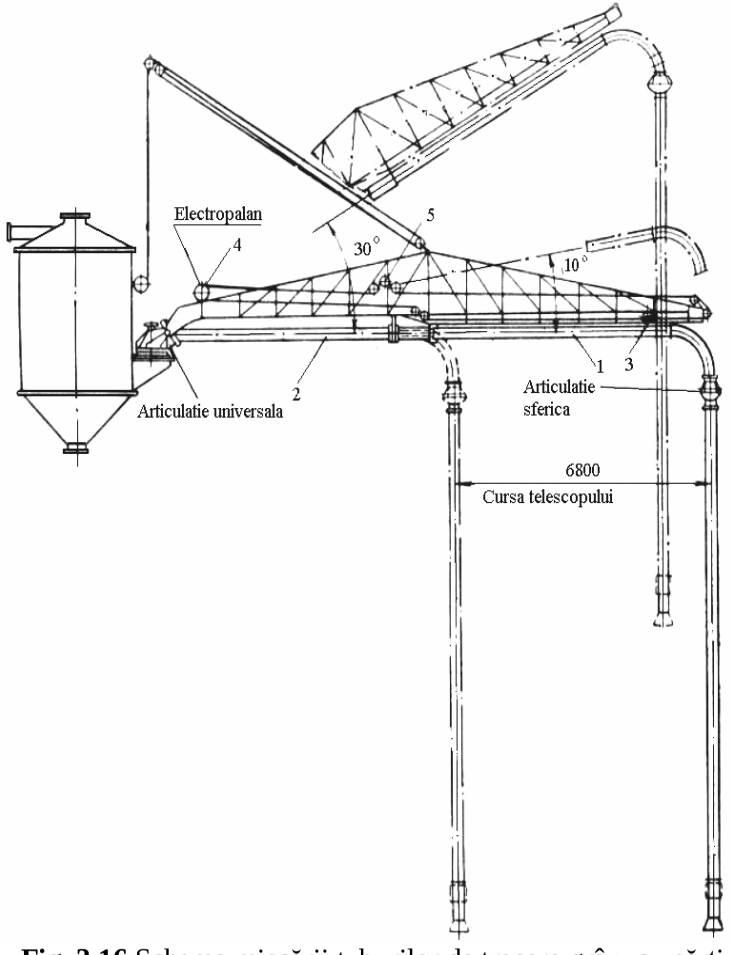


Fig. 3.16 Schema mișcării tuburilor de trecere grâu, cu părți telescopice în plan orizontal.

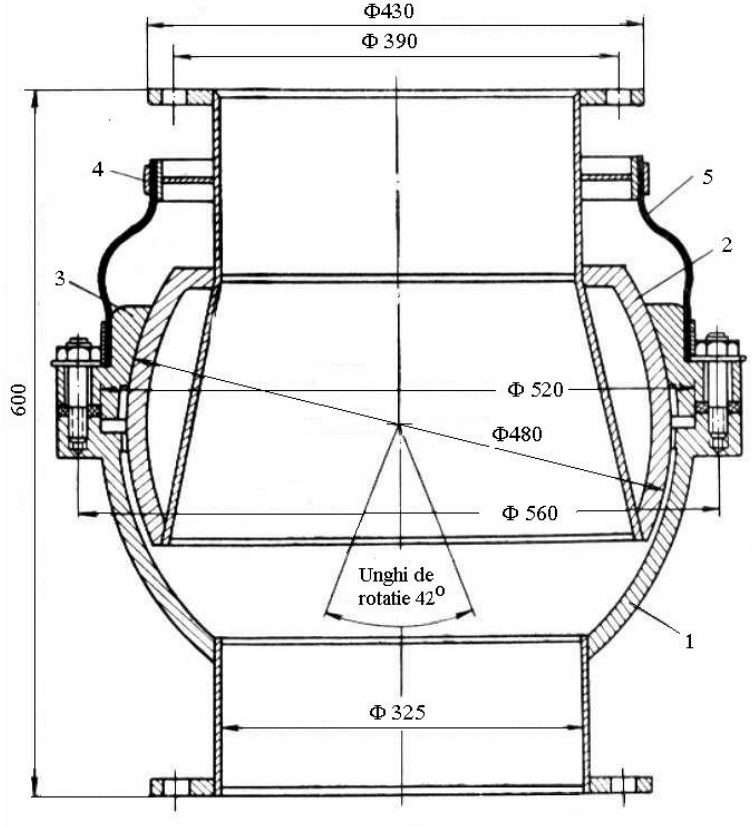


Fig. 3.17 Articulație sferică pentru trecerea grâului cu diametrul 325 mm.
1- racord sferic inferior; 2- racord sferic superior; 3- flanşă sferică; 4- colier; 5- apărătoare din răşini tehnice.

Instalația din figura 3.18 se utilizează pentru transportul pneumatic prin aspirație a produselor granulare cu densitate medie dispuse în vrac, cum ar fi: sărurile nehigroscopice, nisipul, pietrişul fin etc.

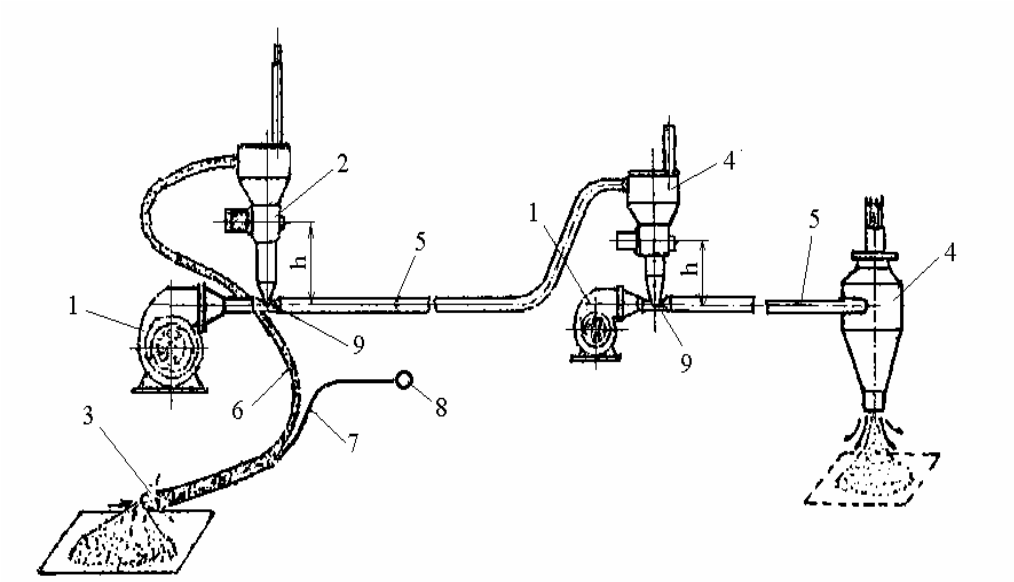


Fig. 3.18 Instalație pentru transport pneumatic prin aspirație a materialelor granulare

Instalația poate funcționa independent sau multiplicată de atâtea ori, aşa încât să fie asigurate lungimi diferite de traseu de transport. Ea este alcătuită din unități înseriate, aflate în suprapresiune, punctele de alimentare fiind ajutaje Bernoulli dotate cu dozator celular, preluarea materialelor făcându-se cu un ejector Coandă de tip interior, alimentat cu aer comprimat, tubulatura având în secțiune un profil semicircular.

Pentru transportul pneumatic al unor materiale granulare sunt cunoscute instalații constituite din dispozitive ejectoare incluse în tubulatura de transport şi puse în legătură cu surse de alimentare cu aer sub presiune, care, prin construcția lor, asigură absorbția materialului granular dintr-un buncăr de depozitare şi orientarea acestuia spre un punct de destinație.

Aceste instalații prezintă dezavantajul că au o construcție complicată, elementele componente ale ejectoarelor fiind cu o configurație complexă, necesitând prelucrări pretențioase şi întreținere costisitoare. Un alt neajuns al instalațiilor cunoscute constă în asigurarea transportului pe distanțe mici.

Instalația pneumatică pentru preluarea şi transportul unor materiale granulare, prezentată în figura 3.18 este alcătuită dintr-un ventilator 1, un ejector Coandă 3, de

tip interior, un ciclon de separare 4, o tubulatură de transport 5, un racord flexibil de aspirație 6 şi un racord 7 de aer comprimat, provenit de la o sursă 8.

Dozatorul celular 2 este montat pe un ajutaj Bernoulli la o înălțime h, astfel aleasă încât presiunea coloanei de material adunat sub dozatorul celular 2 să fie mai mare decât presiunea statică din ajutajul Bernoulli 9 (fig.3.19).

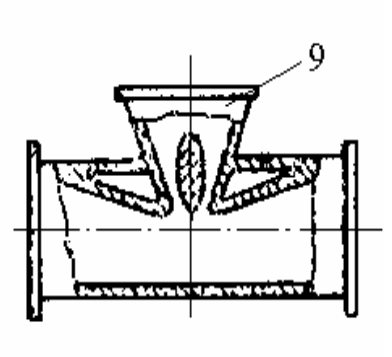


Fig. 3.19 Secțiune printr-un ajutaj Bernoulli

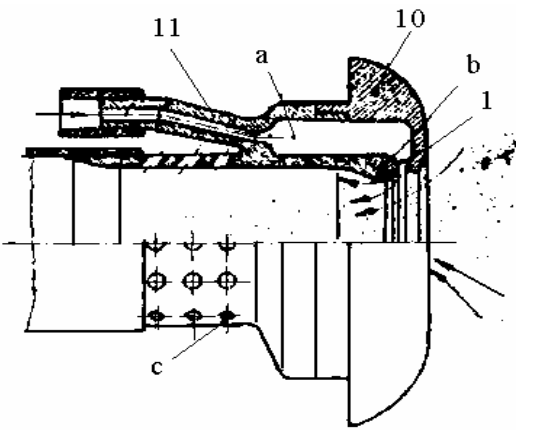


Fig. 3.20 Secțiune printr-un ejector Coandă

Ejectorul Coandă 3 (fig.3.20) este format dintr-o piesă centrală 10 şi un semi-ajutaj 11, între acestea creindu-se o fantă “a” pentru destinderea aerului comprimat. Piesa centrală 10 are o configurație specifică în zona “b”şi anume profilul Coandă pentru devierea fluidului de lucru la 90^o. Aerul comprimat provenit din sursa 8 ajunge în dreptul fantei “a”, unde se destinde, jetul fiind deviat spre interior datorită profilului din zona “b”. Prin ejecție este antrenată o masă de aer din atmosferă şi particule de material din vecinătatea ejectorului.

O parte din aer este evacuat prin nişte orificii “c” în atmosferă, iar particulele materiale, datorită impulsului ajung în dozatorul celular 2, prevăzut cu un capac şi un tub expandor. In continuare, particulele de material sunt aruncate de dozatorul celular 2, de la înălțimea “h” în interiorul ajutajului Bernoulli, de unde sunt antrenate mai departe de curgerea cu viteză mare a aerului trimis sub presiune de ventilatorul 1. Dozatorul celular 2 poate realiza alimentarea, deoarece funcționează ca un ecluzor rotativ față de mediile cu presiuni diferite. In continuare, particulele de material pot ajunge în separatorul cu ciclon 4 încheind ciclul la un singur traseu, fie mai departe în următorul dozator celular alimentat de o altă suflantă 1 (ventilator).

Ciclul se repetă pentru mai multe trasee, atâtea câte sunt necesare asigurării unor lungimi diferite de transport.

Avantajele acestui tip de instalație constau în: asigură lungimi diferite de transport, asigură productivități sporite, construcție simplă, manevrare şi întreținere

uşoară, în scopul optimizării parametrilor constructivi şi funcționali, are componența unei unități care poate fi înseriată cu una sau mai multe unități asemenea, în vederea obținerii unor trasee de transport cu lungimi diferite.

In continuare va fi prezentată o instalație de transport mobilă utilizată în scopul completării în largul mării a tonajului navelor de peste 10000 t încărcate cu cereale pentru export. Nava este încărcată până se ajunge la pescajul admisibil şi apoi este dusă în larg. Cantitatea necesară pentru completare, de 500-2000 t sau chiar şi mai puțin, se transportă cu ceamuri remorcate până în locul de ancorare al navei. Pe ceam se instalează transportorul pneumatic, care serveşte la transbordarea produselor din ceam în hambarele navei.

De asemenea transportoarele pneumatice pot fi folosite şi pentru descărcarea navelor sosite în danele silozului, lipsit prin construcția sa de utilaje de primire a cerealelor de la nave.

In figura 3.21 este prezentat un transportor pneumatic mobil, acționat de un motor de 150 CP Mercedes Benz, tip Diesel cu 6 cilindri, care are o productivitate de 60 t/h, poate asigura transportul grâului pe o distanță de 50m. Transportorul pneumatic se compune din două suflante centrifugale 1, care reprezintă cele două etaje de presiune ale agregatului. Aspirația produsului din vrac se face cu una din cele două suflante prin intermediul ciclonului separator 4, de unde aerul curățat de praf şi de corpuri uşoare trece în a doua suflantă, care refulează aerul în conducta de transport 6, antrenând boabele adunate în partea de jos a ciclonului şi evacuate prin ecluza rotativă cu palete 7. Reglarea debitului agregatului se face cu ajutorul unui regulator cu 7 poziții corespunzătoare unor trepte de viteză a aerului cuprinse între 17,8 şi 25,3 m/s.

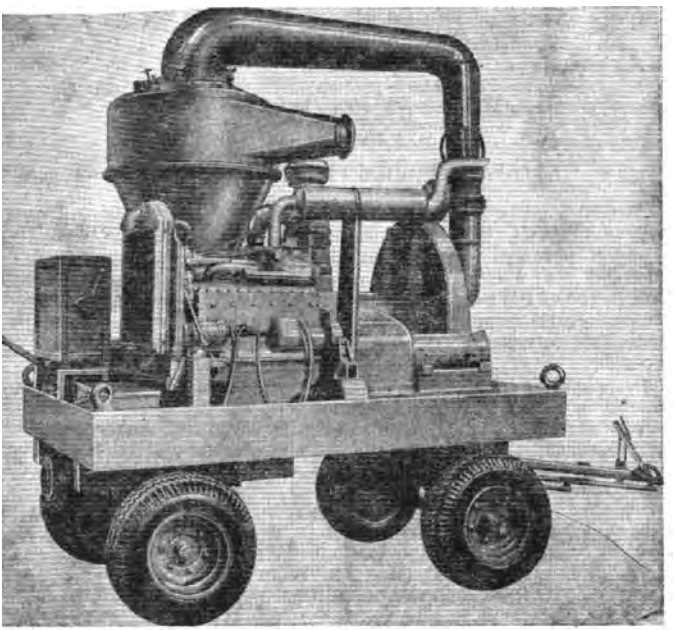


Fig. 3.21 Transportor pneumatic mobil.

Pentru realizarea capacității optime se recomandă ca maşina să funcționeze cu o viteză cât mai mică.

In figura 3.22 se arată principiul de funcționare al transportorului pneumatic. Transportorul este mobil montat pe patru roți de cauciuc şi poate circula pe drumuri cu o viteză de 20 km/h. Gura de aspirație 5 are un diametru de 210 mm şi cea de refulare 6 are diametrul 180 mm. Regulatorul automat de debit, fără trepte, este montat pe ştuțul de aspirație al primei suflante (primul etaj).

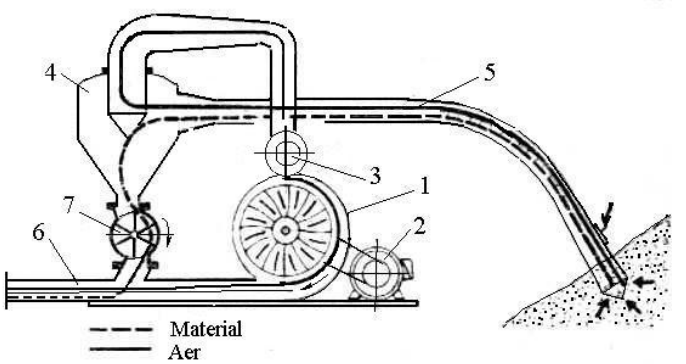


Fig.3.22 Principiul de funcționare al transportorului pneumatic

Pe volantul motorului Diesel de acționare este montat un cuplaj elastic. La pornire motorul funcționează în gol şi la atingerea turației nominale a motorului (2000 rot/min.) intră în funcțiune agregatul de transport pneumatic, datorită acțiunii momentului de rotație. La oprirea agregatului, motorul se opreşte şi datorită cuplajului centrifugal, dar suflanta îşi continuă mersul până se opreşte, fără a avea o influență asupra motorului.

Acționarea suflantelor se face direct de la arborele motorului şi prin transmisii de curele trapezoidale 2. Ecluza este acționată prin intermediul unui reductor şi a unei transmisii cu lanț. In cazul blocării ecluzei, din cauza pătrunderii de corpuri străine dure sau voluminoase, se întrerupe alimentarea cu produs, datorită instalației de zăvorâre automată a agregatului. În cazul în care presiunea uleiului este prea mică sau când temperatura apei este prea mare, sau când nivelul uleiului din rezervor a scăzut sub nivelul minim, această instalație de supraveghere sau control automat, deconectează întrerupătorul magnetic al pompei de injecție a motorului Diesel.

Conductele de transport şi refulare sunt executate din tablă de oțel de 1,5 mm cu diametrul de 210 mm. Partea de aspirație sau de refulare se realizează prin îmbinarea mai multor tuburi cu lungimi de 4,3,2 şi 1m, potrivit nevoilor exploatării. Îmbinarea tuburilor se face cu dispozitive cu închidere rapidă (cleme). În afara tuburilor metalice drepte mai există o serie de coturi metalice de 90^o şi 45^o, precum şi un set de tuburi flexibile de cauciuc, îmbrăcate cu manta din piele, care se montează în punctele de pe traseul de aspirație sau refulare în care rigiditatea unui cot metalic ar face imposibilă exploatarea.

Un alt transportor mobil este tipul Vac-U–Vator; principiul de funcționare este prezentat în figura 3.23. Materialul este transportat pe o pernă de aer în ciclonul

separator unde este separat de aer şi cade datorită greutăţii proprii în ecluza cu palete rotative. Materialul ieşit din ecluză este din nou antrenat de curentul de aer refulat de turbosuflantă, până în punctul de depozitare. Se observă că materialul ocoleşte cu totul turbosuflanta.

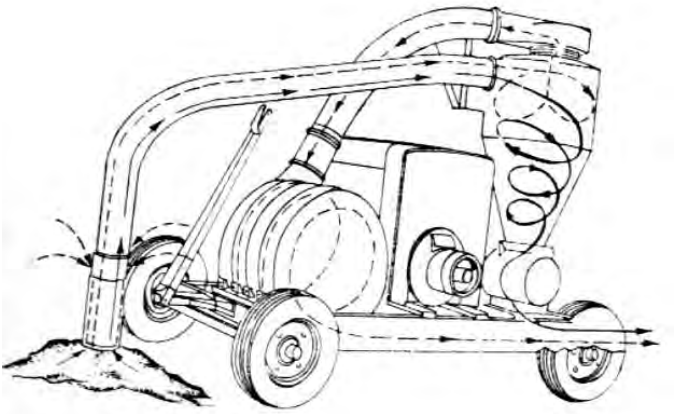


Fig. 3.23 Principiul de funcționare al transportorului pneumatic Vac-U- Vator.

Transportorul pneumatic poate fi acționat şi de un motor electric alimentat din rețeaua electrică a silozului sau bazei, în cazul în care transformatoarele au suficientă putere. În acest caz, costul transportului se reduce substanțial şi exploatarea se simplifică, eliminându-se lucrările de supraveghere şi întreținere a motorului Diesel. Asemenea agregate îşi dovedesc utilitatea în bazele de recepționare cu capacități mari de înmagazinare (fig.3.24 a şi b) şi în special în porturi pentru încărcarea rapidă a şlepurilor (fig.3.27).

Unul dintre mijloacele de manipulare la bazele de recepție a produselor cerealiere, sub formă de boabe este şi transportorul pneumatic mobil tip Kovo, care utilizează aerul atmosferic. Acesta a fost realizat sub forma a două tipuri, după capacitatea de refulare şi anume: de 10 t/h şi 20 t/h (fig.3.25). Productivitatea transportorului depinde de umiditatea produsului şi de greutatea sa specifică. De asemenea, aceasta variază şi în funcție de direcția de transport: cu cât conducta 3 este mai înclinată, cu atât debitul este mai redus.

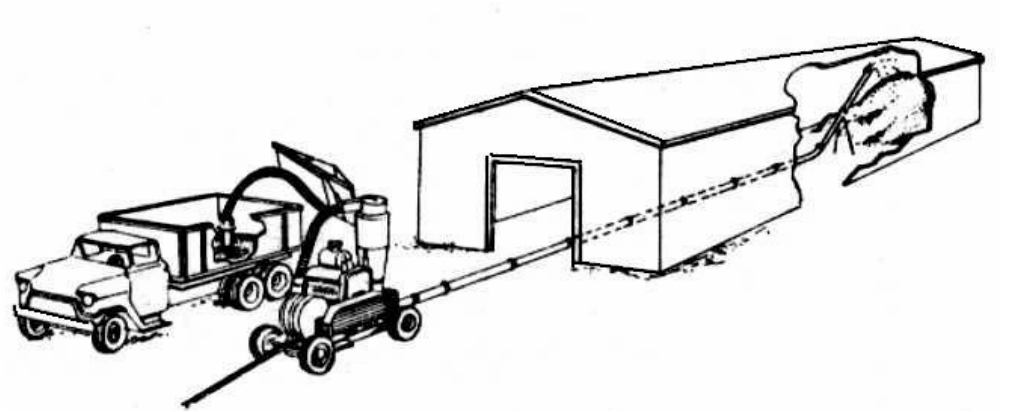
Caracteristicile tehnice ale primului tip de 10 t/h sunt:

- *puterea electromotorului:* 10 kW (la U= 380 V);
- *turația electromotorului:* 3000 rot/min (aceeaşi cu cea a ventilatorului);
- *debitul de aer al ventilatorului:* 2500 m^3/oră;
- *presiunea curentului de aer:* $0{,}5.10^4$ N/m^2;
- *viteza curentului de aer în tubul de transport:* 25-30 m/s;
- *productivitatea reală a transportorului:* 7-9 t/h.

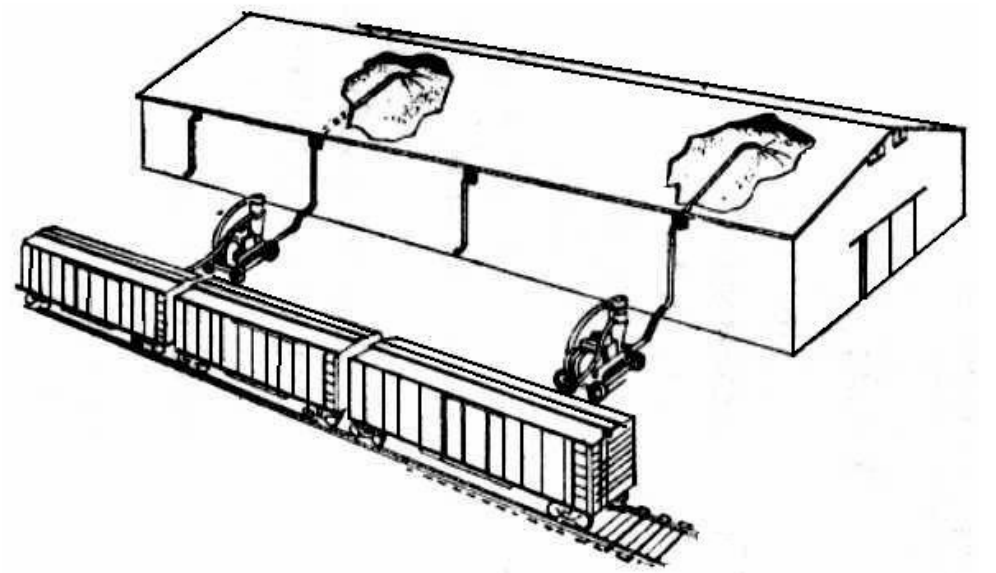
Caracteristicile tehnice ale transportorului de 20 t/h:

- *puterea electromotorului:* 22kW;
- *turația electromotorului:* 3000 rot/min;

- *debitul de aer al ventilatorului:* 6000 m^3/h;
- *presiunea curentului de aer:* $0,8.10^4$ Pa;
- *productivitatea:* 20t/h.



a)



b)

Fig. 3.24 Transferul produselor în magazii cu ajutorul transportorului pneumatic mobil: a) din autocamioane, b) din vagoane.

Transportorul pneumatic mobil cu refulare, prezentat în figura 3.25 se compune din următoarele subansamble:

- un grup electroventilator 1, compus dintr-un ventilator centrifugal, montat direct pe arborele electromotorului, care este un motor asincron alimentat la tensiune de 220/380 V, prin intermediul unui întrerupător stea –triunghi;

- pâlnia de alimentare 2 prin care sunt introduse boabele de material, care se amestecă la baza acesteia cu aerul aspirat şi refulat, amestecul fiind trimis mai departe;
- conducta de refulare 3.

La baza inferioară a pâlniei, care are forma unui trunchi de piramidă cu baza mare în sus, se găseşte un şubăr, care se manevrează din exteriorul pâlniei şi care serveşte la reglarea debitului de boabe ce sunt antrenate. Deasupra şubărului se găseşte o plasă de sârmă, care reţine corpurile străine ce eventual ar ajunge în pâlnie (sfori, coceni, paie, pănuşi etc.)

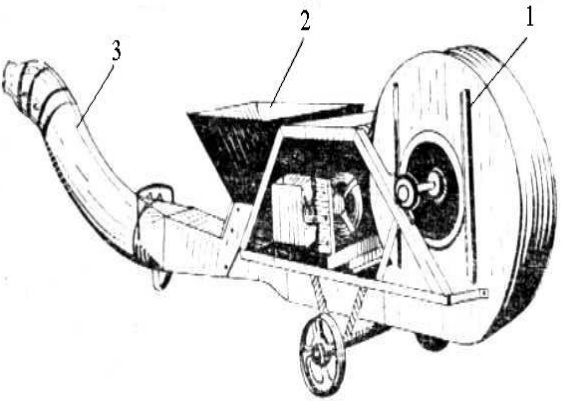


Fig.3.25 Transportorul pneumatic tip Kovo.

Gura de absorbție a ventilatorului este prevăzută cu un şubăr pentru reglarea debitului de aer şi cu o plasă de sârmă contra accidentelor şi absorbției de corpuri străine. Pâlnia este confecționată din tablă. Din pâlnie boabele cad într-o conductă de tablă, în formă de T (fig.3.26), care este racordată într-o parte la ventilator, iar în partea cealaltă la conducta de refulare 3.

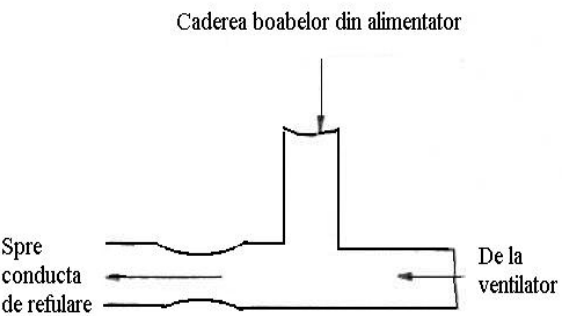


Fig. 3.26 Tub de transport de la transportorul Kovo.

La capătul unde se face legătura cu conducta de refulare, conducta în formă de T este gâtuită sub forma unui tub Venturi. Această gâtuire produce creşterea vitezei amestecului de aer şi boabe. Pentru ca amestecul de aer şi boabe să se scurgă în condiții satisfăcatoare trebuie ca aerul să aibă o anumită presiune (relația 3.1). Această presiune variază de la (0,03-1,2).10^5 N/m^2.

$$p = \frac{v_a^{\,2} \cdot \gamma_a}{2g} \quad [\mathrm{N/m^2}] \qquad (3.1)$$

unde: v_a - viteza aerului [m/s];

γ_a - greutatea specifică a aerului [kg/m^3];

g – accelerația gravitațională [m/s^2].

Debitul în conductă se poate calcula cu relația:

$$Q = S \cdot v \quad [\text{m}^3/\text{h}] \tag{3.2}$$

unde: Q – debitul [m^3/h];

S – secțiunea conductei [m^2];

v – viteza în conducta de refulare [m/s].

Tubulatura de transport se leagă la pâlnia de alimentare cu ajutorul unor coliere metalice. Ea este formată din tuburi cu lungimi de 1, 2 şi 4m. Tubulatura se execută din tablă cu grosimea de 1-1,25 mm.

La partea terminală conducta este prevăzută cu o piesă numită deflector. In această piesă amestecul aer - material îşi pierde viteza şi boabele cad. Deflectorul, de formă cilindrică este confecționat din tablă de oțel şi se leagă la capătul conductei. Intre tuburi pot fi intercalate coturi, cu ajutorul cărora conducta poate să-şi schimbe direcția, după necesitate, la fel ca şi tubulatura de transport din silozuri.

Electroventilatorul, pâlnia şi tubul în formă de T, descrise mai sus se montează pe un cărucior, cu ajutorul căruia agregatul se poate transporta uşor dintr-un loc în altul.

Modul de funcționare.

Inainte de cuplarea electromotorului la rețeaua electrică se închide şubărul de la gura de absorbție a ventilatorului, făcându-se aşa zisa pornire în gol.

După pornire se deschide şubărul pentru absorbție şi apoi şubărul de sub pâlnie. Curentul de aer produs de ventilator, pătrunde în tubul de sub pâlnie şi antrenează boabele, ducându-le în tubul de transport. Pentru ca aerul care serveşte la transportul boabelor să poată să le antreneze, trebuie să existe o anumită concentrație a amestecului, adică:

$$\chi_G = \frac{G_{mat}}{G_{aer}}$$

unde:

G_{mat} –cantitatea orară a materialului transportat [N/h];

G_{aer} –cantitatea orară a aerului necesar transportului materialului [N/h].

Luând pentru χ_G, o valoare acceptabilă cuprinsă între 5 şi 2, se poate determina greutatea aerului necesar (greutatea specifică a aerului este de 12 N/m^3).

Amestecul boabe – aer trecând prin ajutajul de sub pâlnie, îşi măreşte viteza ajungând la 80 m/s. Viteza crescând, fenomenul de absorbție se amplifică şi deci şi antrenarea boabelor care se scurg din pâlnie va fi mai mare. Amestecul de aer şi boabe este împins de aerul furnizat de electroventilator în conducta de transport, unde atinge o viteză de aproximativ 25 m/s. Această viteză scade uşor cu drumul parcurs, din

cauza frecărilor în conductă, dar păstrează o valoare destul de mare. Ajungând la deflector viteza scade la zero, boabele cad, iar aerul iese în atmosferă.

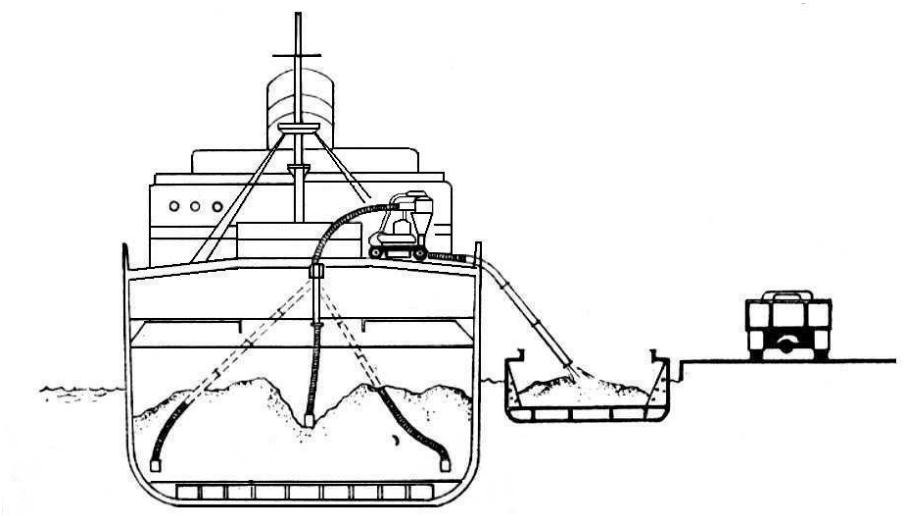


Fig. 3.27 Transferul produselor din nave de mare tonaj în şlepuri, cu ajutorul transportorului pneumatic mobil.

Descărcarea pneumatică a cerealelor din mijloacele de transport se poate realiza şi cu ajutorul instalației prezentate în figura 3.28, care se compune din următoarele elemente principale: eşafodajul de susținere 1 pe care este montat grupul motocompresor 2, grupul de ecluze cu motoreductor 3, buncărul de cereale 4 şi ciclonetul de decantare praf. Grupul motocompresor este prevăzut cu o supapă de siguranță 5, montată pe conducta de aspirație pentru a menține permanent depresiunea sub o anumită limită evitându-se înfundarea instalației.

Intre buncăr şi compresor se face legătura prin conducta 6. Aerul împreună cu impuritățile din cereale, după decantarea acestora în ciclon, este trecut prin ciclonul interior, prin filtru şi apoi prin conducta 6, în compresor de unde este refulat pe conducta 7, ce transportă cerealele evacuate prin ecluza principală din grupul 3. Depresiunea creată de compresor este de maxim 1at., iar raportul de amestec dintre cantitatea de aer şi cereale este de 3,5-4. Capacitatea de descărcare a unui descărcător pneumatic folosit în silozurile morilor de la noi din țară este de 20t / 24 h.

Descărcătorul poate fi fix, montat în interiorul silozului sau mobil manevrat de câte ori este nevoie în afara silozului.

După fixarea vagonului în poziția în care furtunul de absorbție al instalației poate ajunge în orice punct din interiorul său, se porneşte instalația de descărcare.

Operatorul care manevrează furtunul trebuie să aibă grijă să nu introducă sorbul receptor în totalitate în masa de cereale şi să nu poată primi aer. Dacă nu se

realizează amestecul optim instalația nu mai funcționează. Grupul motocompresor pus în funcțiune absoarbe aerul şi cerealele, le transportă prin furtun şi conductă şi le depune în buncăr. Din buncăr prin intermediul ecluzei, cerealele sunt evacuate în conducta de refulare şi transportate în interiorul silozului, până la buncărul de rezervă al separatorului aspirator. Praful absorbit din cerealele preluate din vagon este reținut şi evacuat la gura de golire.

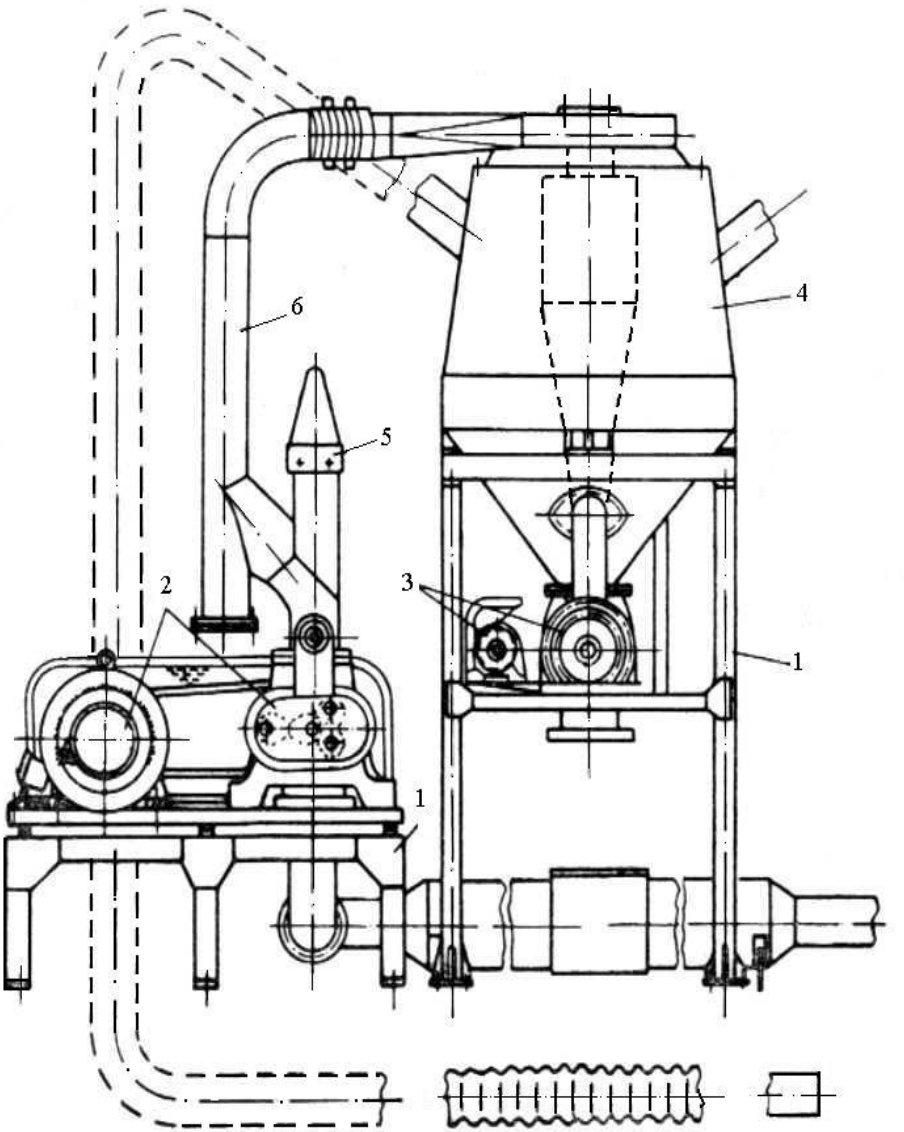


Fig. 3.28 Descărcător pneumatic

In figura 3.29 este prezentată o instalație pneumatică pentru transportul grâului în secția de curățire, a unei întreprinderi de morărit panificație. Instalația se compune dintr-una sau mai multe linii (maxim cinci) deservite de un ventilator de înaltă presiune (0,1-0,12)10^5Pa şi un sistem de filtrare, care de obicei este o baterie de cicloane. Fiecare linie la rândul ei este formată dintr-un receptor special pentru cereale (fig.3.30), o conductă de oțel prevăzută din loc în loc cu vizori de sticlă şi pneumoseparatorul.

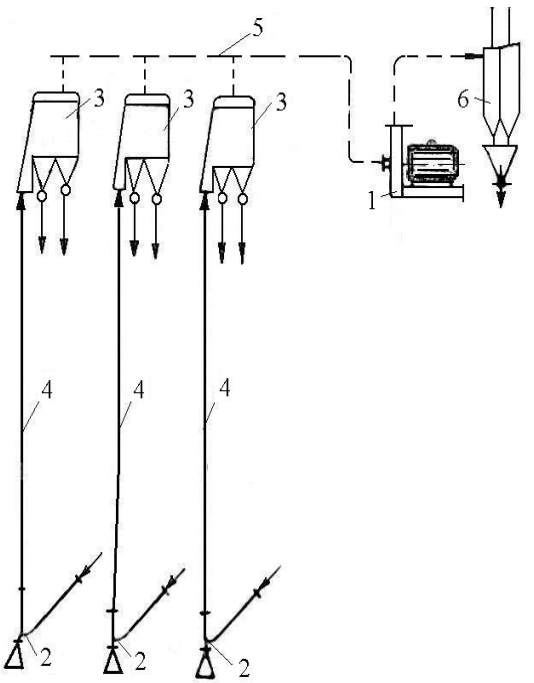


Fig. 3.29 Schema tehnologică a unei instalații de transport pneumatic a grâului

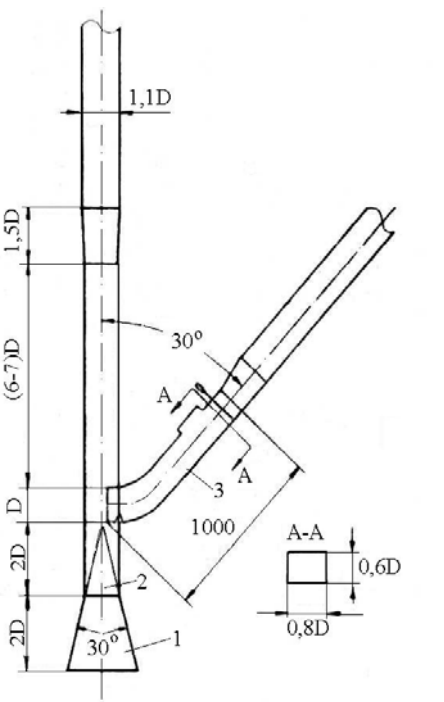


Fig. 3 30 Receptor vertical pentru grâu

Funcționarea instalației. La punerea în funcțiune a ventilatorului, aerul din jurul receptoarelor şi cel din conductele de legătură cu receptoarele, pătrunde în instalație şi este vehiculat cu diferite viteze – în receptor cu 22-25 m/s, în conducta de transport cu 20-22 m/s, în pneumoseparator cu 7-10 m/s, în restul instalației cu 10-12 m/s.

După ce aerul circulă prin toate liniile de transport se introduce grâul prin gura de alimentare a receptorului. Pentru ca antrenarea să aibă loc în bune condiții este necesar ca grâul în căderea lui, să ia forma unei pânze subțiri îndreptate în direcția de transport. Aerul care intră pe la partea inferioară a receptorului şi cel care vine cu produsul se unesc şi antrenează grâul de-a lungul conductei până în pneumoseparator. Ajuns aici viteza grâdului scade în aşa măsură încât cade la partea inferioară a

pneumoseparatorului de unde este evacuat cu ajutorul ecluzei. Aerul ajuns odată cu grâul îşi micşorează şi el viteza (7-10) m/s astfel încât poate merge mai departe până la cicloanele de desprăfuire, vehiculând o dată cu el şi impurităţile uşoare.

Pneumoseparatorul poate avea diferite variante constructive (fig.3.31), însă toate au acelaşi principiu de funcţionare. Pentru golire şi etanşare pneumoseparatoarele au prevăzute la partea inferioară ecluze cu paleți rotativi.

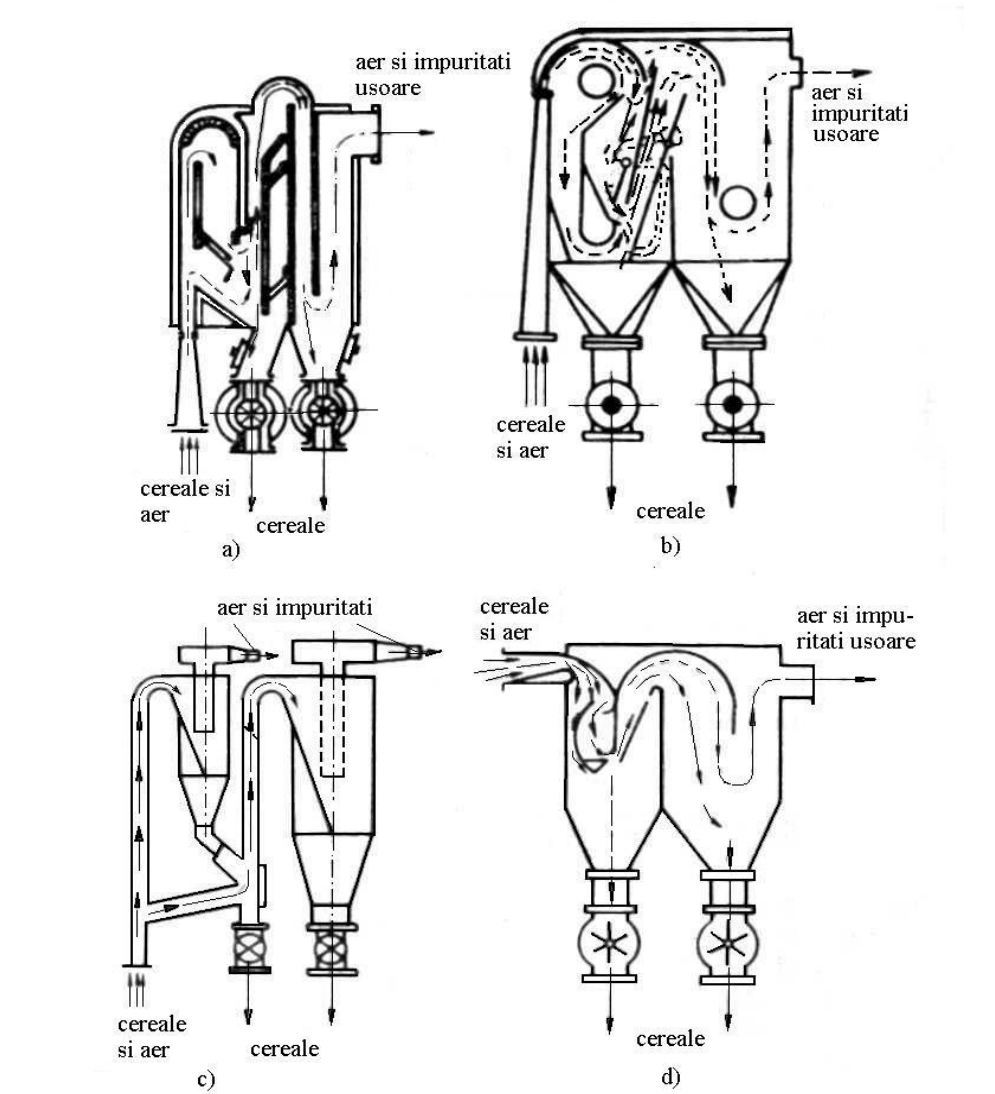


Fig.3.31 Pneumoseparatoare pentru cereale.
a) construcţie rusească; b) construcţie germană; c) construcţie engleză; d) construcţie elveţiană.

4.Transportul materialelor fluidizate

Materialele formate din pulberi foarte fine, cu o granulație cuprinsă între 5 şi 200 μ, pot fi aduse într-o stare de curgere asemănătoare unui lichid, cu mijloace tehnice relativ simple. Materialele pulverulente, aduse în stare de fluidizare se pot transporta şi pe un plan înclinat cu un unghi de 2-10^{o} față de orizontală.

4.1 Transportul materialului fluidizat pe orizontală

In figura 4.1este prezentată schema unei rigole pneumatice, a cărei funcționare se bazează pe principiul curgerii pe pantă a materialului fluidizat. Sistemul este foarte economic, distanța de transport poate depăşi 60 m, iar debitul poate atinge 120 t/h.

Rigolele pneumatice se pot folosi numai pentru transportul materialelor măcinate fin şi uscate.

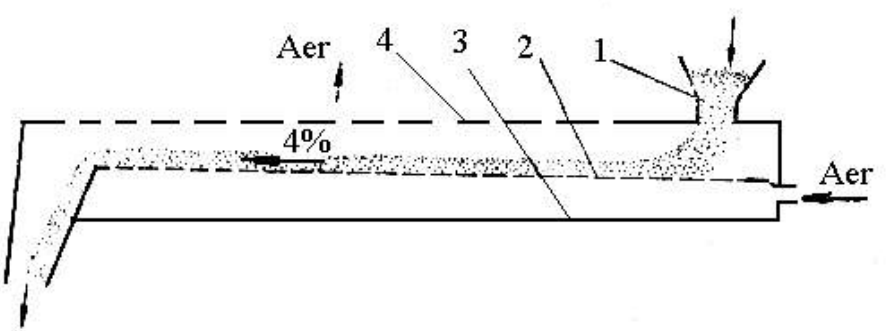


Fig. 4.1 Rigola pneumatică.

Din pâlnia de alimentare 1, materialul sub formă de pulbere cade pe placa poroasă 2. Aerul, introdus în spațiul dintre placa poroasă 2 şi rigola metalică 3, trece

prin placa poroasă şi difuzează în masa de material, care capătă proprietatea de a curge pe pantă. Aerul care trece prin masa de material este evacuat prin pânza de filtru 4, care se găseşte pe capacul rigolei pneumatice. Plăcile poroase formează o pantă de 2-4 % în sensul curgerii materialului.

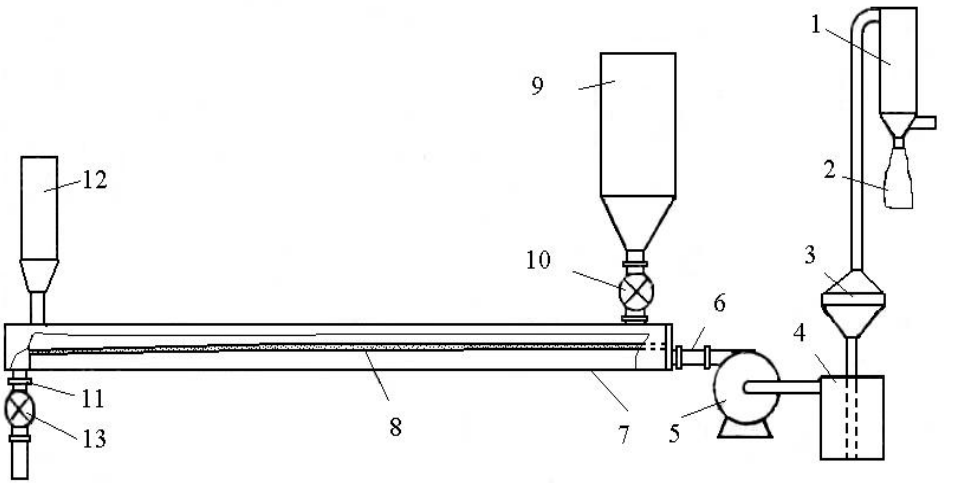


Fig. 4.2 Instalație de transport cu rigolă pneumatică.

Schema completă a unei instalații cu rigolă pneumatică este arătată în figura 4.2.

Datorită depresiunii create de ventilatorul 5, aerul atmosferic trece prin filtrul de pânză 1, prin filtrul cu ulei de viscină 3 (extract apos din fructe, frunze şi coajă de vâsc în amestec cu carbonat de sodiu sau de calciu) şi prin aparatul de deshidratare 4.

Filtrul cu pânză reține particulele de praf mai mari ca 5 μm aflate în aer, iar filtrul cu ulei de viscină reține o parte din restul de praf rămas.

O purificare atât de bună este necesară pentru a se evita îmbâcsirea porilor plăcilor de difuziune 8.

Aerul de la ventilatorul 5, prin racordul elastic 6 trece în compartimentul inferior al rigolei pneumatice 7. Din compartimentul inferior, aerul trece prin placa de difuziune 8, în compartimentul superior al rigolei pneumatice.

La ieşire din placa de difuziune, aerul întâlneşte stratul de material sub formă de praf şi se produce fenomenul de fluidizare.

In continuare, aerul se separă de materialul solid şi prin compartimentul superior al rigolei pneumatice ajunge în filtrul cu saci 12 şi de aici în atmosferă.

Materialul care este transportat din buncărul 9, este dozat şi încărcat în rigola pneumatică cu ajutorul dozatorului 10. Prin fluidizare, materialul curge pe pantă până la gura de descărcare 11, de unde cu ajutorul dozatorului 13 este scos din instalație.

Rigola pneumatică poate prezenta diferite variante constructive, în figura 4.3 este prezentată construcţia unui element de rigolă pneumatică. In mod frecvent, elementele se execută cu lungimea de 2000 mm lungime. Partea inferioară 1, în formă de jgheab, ca şi partea superioară 2 sunt executate din tablă de oţel cu grosimea de 3-4 mm.

Partea superioară 2 are capace de vizitare 3, prinse cu şuruburi. Intre capacele 3 şi ramele 4, se pun garniturile 5, care pot fi de cauciuc sau de pâslă.

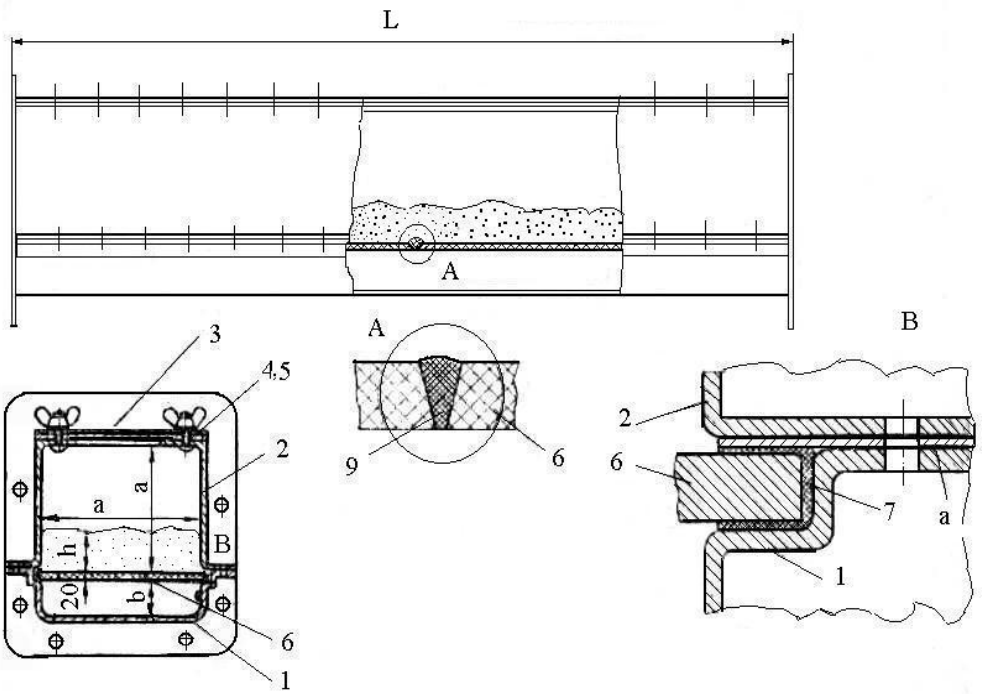


Fig. 4.3 Element de rigolă pneumatică.

Partea inferioară are si ea capace de vizitare, care sunt folosite pentru evacuarea materialului căzut, în cazul spargerii unei plăci. Când condiţiile sanitare peremit capacele 3 se înlocuiresc cu rame cu pânză, situaţie în care filtrul 12 din fig.4.2 nu mai este necesar, aerul fiind evacuat în atmosferă prin pânzele ramelor.

Incărcarea rigolei pneumatice se poate face prin orice punct pe lungimea sa, sau simultan prin mai multe puncte, cu condiţia ca debitul însumat să nu depăsească pe cel pentru care este proiectată rigola.

Descărcarea rigolei se poate face atât la capătul inferior, cât şi în orice alt punct de pe traseu. In ultimul caz se fac derivaţii în formă de T, prevăzute cu închizătoare, care fie că închid complet derivaţia, fie că permit numai anumite părţi din material să fie descărcat.

Legătura dintre rigola pneumatică si buncăre, guri de descărcare şi conducta de aer de la ventilator se realizează prin conducte telescopice cu garnituri de etanşare, pentru a permite dilatările care apar în exploatare.

Pentru o bună funcţionare a rigolei pneumatice este necesar ca aerul introdus în rigolă să fie uscat, deoarece umiditatea sa poate determina înfundarea porilor plăcilor de difuziune. Este necesar ca aerul filtrat să fie trecut printr-un aparat de deshidratare (fig.4.4). Aerul intră prin ştuţul 3 în partea inferioară a vasului cilindric 1, trece prin grătarul 4, stratul activ 5, plasa 6, plasa 7, stratul activ 8, plasa 9 şi iese prin ştuţul 10.

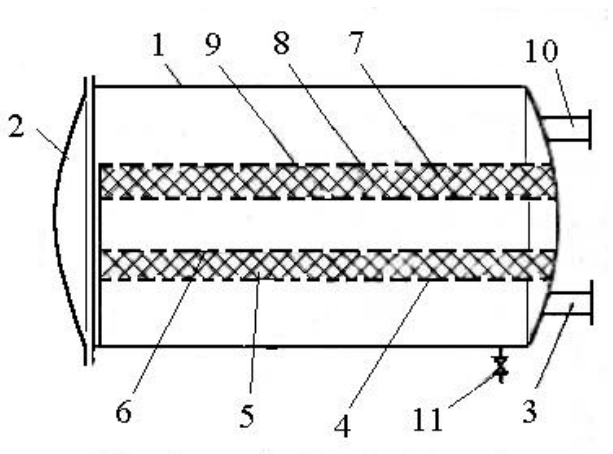


Fig. 4.4 Aparat de deshidratare

Stratul activ 5 este de obicei din turbă, sau din cocs şi are rolul de a reţine picăturile de apă şi ultimele rămăşiţe de praf fin care au trecut prin filtru. Stratul activ 8 este deshidratantul propriu zis şi poate fi alcătuit din clorură de calciu, silicagel sau din pământ activ. Silicagelul este un hidrogel (sistem coloidal în stare de gel, în care mediul de dispersie este apa), obţinut prin tratarea unei soluţii de silicat de sodiu cu acid clorhidric, care se transformă după spălare şi încălzire într-o substanţă cu o mare putere de absorbţie.

Capacul 2 serveşte pentru vizitarea aparatului, iar robinetul 11, pentru golirea apei din aparat, în cazul în care se foloseşte turba drept strat activ.

Folosirea aparatelor de deshidratare se recomandă numai în situaţia în care umiditatea aerului este foarte ridicată. Se recomandă ca în cazul instalaţiilor pentru descărcarea silozurilor prin fluidizare, deshidratarea aerului să fie obligatorie.

In figura 4.5 este prezentată scema tehnologică de alimentare a silozului de făină prin sistemul de transport pneumatic prin fluidizare. Produsul este antrenat de aerul refulat de compresor în conductă, într-o piesă specială numita valvă sonică în care se face amestecul aer produs. Tot cu această piesă se reglează debitul şi presiunea aerului în conductă. Făina şi aerul parcurg în amestec traseul de conductă de transport şi ajung direct în celula de depozitare; aerul folosit ca agent de transport se eliberează de făină gravitaţional, se filtrează şi iese în mediul înconjurător.

1 – motor electric de acționare
2 – compresor
3 – manometru
4 – valvă sonică
5 – schimbător de cale
6 – filtru vibrator
7 – grup de celule.

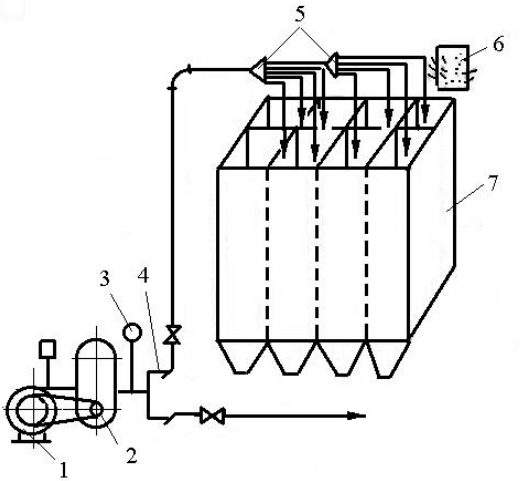


Fig. 4. 5 Scema tehnologică de alimentare a celulelor prin sistem de transport pneumatic prin fluidizare

La unele silozuri se foloseşte pentru alimentarea celulelor un sistem de transport mai puțin costisitor. Acesta este aşa numitul sistem cu jgheaburi pneumatice. Procedeul constă în transportul făinii cu pat fluidizat, printr-un jheab cu înclinație 5-10^o, pe fundul căruia se găseşte o masă poroasă sau o pânză deasă prin care trece aerul şi antrenează făina. Presiunea aerului este de (10-15)·10^{2}N/m^2, iar debitul de transport al jgheabului poate ajunge la 10 t/h. Debitul aerului este reglat printr-un sistem de şubere, iar amestecul aer-material este de 1:10; 1:100.

Instalația prezentată în figura 4.6 reprezintă un transportor pneumatic de ciment, cu ajutorul căruia se realizează transportul cimentului pe conducte, din silozurile depozitului în tancul de zi al unei stații de betoane sau în alte silozuri, în

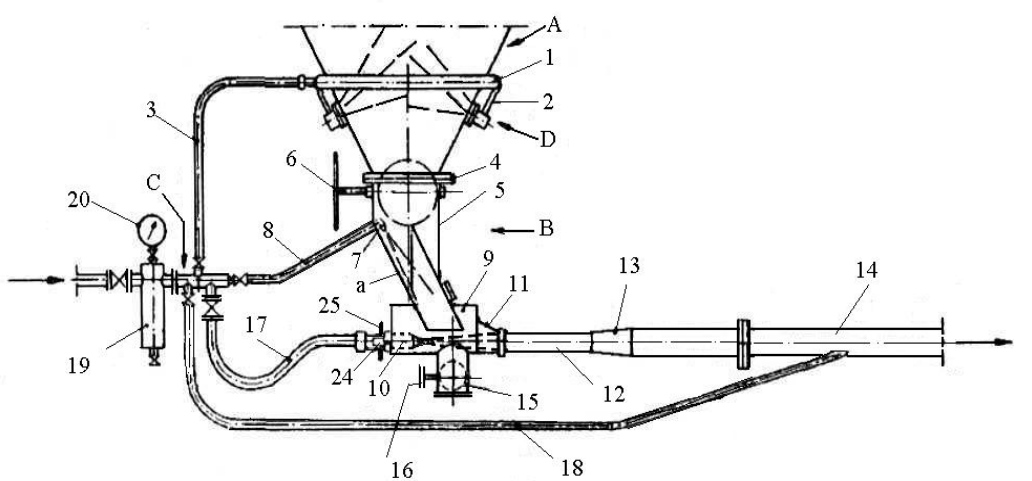


Fig. 4.6 Instalație de transport pneumatic pentru ciment.

circuit închis, în mod mecanizat. Schema din figură reprezintă o vedere laterală a transportorului ataşat unui buncăr de ciment şi legăturile acestuia cu sursa de aer comprimat.

La baza buncărului de ciment A se află instalația de transport pneumatic B care, cu ajutorul unui distribuitor C de aer comprimat şi a unor guri de fluidizare D, conduce cimentul în tancul de zi al unei stații de betoane sau direct într-un vehicul de transport.

La baza buncărului de ciment se montează o conductă periferică exterioară 1, de aer comprimat prevăzută cu nişte racorduri 2 pentru alimentarea gurilor de fluidificare D şi cu un racord 3, pentru legătura cu distribuitorul C de aer comprimat.

Printr-o flanşă 4 este fixat etanş un corp metalic 5, al transportorului B propriu - zis, în care este montată o clapetă de obturare 6 şi o duză secundară 7, alimentată printr-un tub de legătură 8 şi amplasată într-un perete înclinat “a” al corpului 5 pentru antrenarea în curgere a cimentului.

La partea inferioară, corpul metalic 5 este prevăzut cu o camera de amestec 9 în care este montată o duză principală 10, ce conduce cimentul mai departe printr-un difuzor excentric 11, un tub de ejecție 12 şi un con de refulare 13, într-o conductă de transport 14, la tancul de zi al unei staţii de betoane sau altceva similar.

Pentru situația când cimentul este transportat direct într-un vehicul de transport, camera de amestec 9 este prevăzută cu o gură de descărcare 15 şi o clapetă de obturare 16.

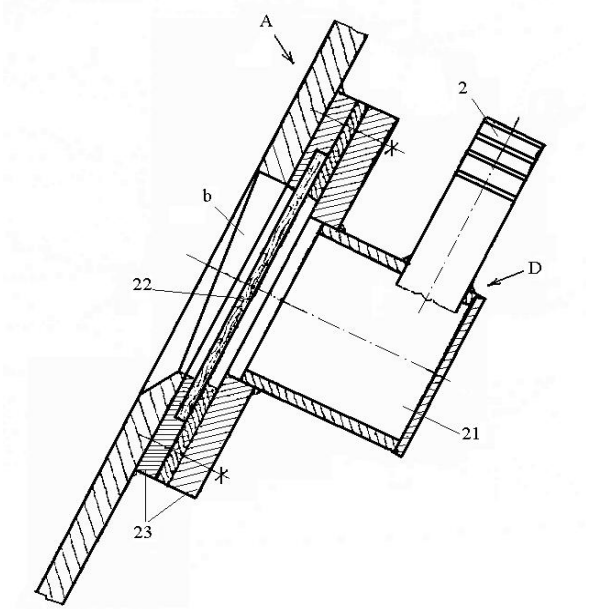


Fig. 4.7 Gură de fluidizare, montată la baza buncărului.

De distribuitorul de aer comprimat C sunt legate duza principală 10 printr-un racord 17 şi conducta de transport 14, printr-un alt racord 18. Pentru curățirea conductei de transport înainte şi după transportul cimentului sunt prevăzute în amonte un separator de lichid 19, un manometru 20, de urmărire a presiunii şi robineți de manevră.

Sursa de fluidificare D este formată dintr-o cameră 21 de turbionare - difuzare a aerului comprimat care trece printr-un perete permeabil 22 în conul

buncărului. Peretele 22 este realizat din țesătură textilă şi plasă de sârmă şi este fixat cu o flanşaă 23 de camera 21 şi de peretele buncărului în care au fost practicate nişte orificii “b” în acest scop.

In camera de amestec 9, duza principală 10 are o poziție reglabilă printr-un manşon 24, solidar cu peretele vertical al camerei 9 şi cu o pârghie 25 sub formă de rozetă, ce deplasează duza 10 după dorință.

Utilizarea transportorului pneumatic prezentat determină următoarele avantaje:

- însumează toate operațiunile de transport pneumatic cerute de un depozit de ciment, prin închiderea ermetică a buncărului de ciment printr-o singură mişcare a clapetei fluture;
- asigură transportul cimentului în circuit închis în mod mecanizat;
- permite alimentarea autocisternelor direct din buncăr în mod rapid şi sigur;
- are un randament ridicat de transport prin amplasarea camerelor de fluidificare şi a duzei secundare;
- este o construcție simplă şi robustă şi nu necesită o întreținere costisitoare sau reglare, ceea ce conduce la un preț de cost scăzut;
- este aplicabil oricărui siloz prin aplicarea flanşei de cuplare;
- înlătură dezavantajele întrunite de instalațiile de transport a cimentului din depozit în tancul de zi prin intermediul unui vas de impulsionare, montat pe un şasiu cu roți, deplasabil, instalații care prezintă un randament scăzut de transport, determinat de pierderi mari de ciment şi de timp.

În cele ce urmează va fi prezentat un procedeu pentru transportul pneumatic prin aspirație a produselor concasate, aplicat în special la transbordarea materialelor de la mijloace universale de transport, vagoane, camioane, şlepuri la alte mijloace de transport sau de manipulare, care diferă de procedeul prin aspirație, prezentat în cazul transportării materialelor în stare de suspensie în curentul de aer.

Sunt cunoscute procedee de transport prin aspirare a materialelor concasate sau măcinate (cimentul, varul), de la halde până la locul de recepție, ce constau în realizarea într-un aspirator a amestecului materialului cu aerul ce trebuie să le transporte, aspiratorul fiind introdus în haldă şi montat la capătul conductei de transport. Materialul aspirat este transportat în stare de suspensie şi dirijat spre aparate de separare, unde se efectuează separarea materialului de aer, deplasarea amestecului prin conductă fiind obținută prin aspirarea aerului de către aceste aparate de separare cu ajutorul unei pompe de vid, care evacuează aerul în atmosferă. Amestecul este obținut asfel încât aerul antrenat cu viteză din spațiul ambiant către aspiratorul cufundat în materialul ce trebuie transportat antrenează, la rândul său particule de

material ce se găsesc în vârful haldei, mai ales din cauza presiunii dinamice exercitată asupra acestor particule.

Procedeul de transport prin aspirare a materialelor concasate sau măcinate în stare de suspensie prezintă ca dezavantaj faptul că desprinderea particulelor din halde, precum şi aplicarea unei energii cinetice asupra particulelor se efectuează în condițiile unei descompuneri dezavantajoase a forțelor exercitate asupra lor, ceea ce conduce la pierderi de energie. Independent de acest lucru, viteza aerului aspirat de către aspirator conduce la formarea unor amestecuri cu concentrație slabă, ceea ce face ca în astfel de transporturi energia să fie folosită, înainte de toate, pentru transportul unor mari cantități de aer, în timp ce materialul transportat prezintă un procent redus. Separarea acestor mari cantități de aer la capătul conductei de transport necesită aparate voluminoase de separare, în special filtre de epurare a aerului de transport. Pe de altă parte, vitezele mari în conducta de transport, indispensabile pentru menținerea particulelor în mișcare, provoacă o uzură prematură a pereților conductei, în special la coturi.

Transportul materialelor concasate în stare fluidizată înlătură aceste neajunsuri prin faptul că materialul trece prin conducte cu o viteza redusă, materialul este aerisit încât sunt suprimate frecările dintre particule. Pentru menținerea materialului în stare fluidizată în timpul transportului de-a lungul conductei de curgere, acesta este supus unei noi aerisiri în conducta de transport, deplasarea în conducte a materialului realizându-se ca urmare a diferenței de presiune între începutul şi sfârşitul conductei. Diferența de presiune este creată ca urmare a aspirării aerului din dispozitivele de separare, pe de o parte şi din conducta de curgere, pe de altă parte, cu ajutorul unei pompe de vid. Dispozitivul pentru aplicarea procedeului menționat este alcătuit dintr-un aspirator, conducte suple şi rigide de transport, o instalație de separare, în care intră pompa de vid sau ventilatoare, precum şi conductele de aer şi alte aparate auxiliare.

Aspiratorul este echipat cu un perete de aerisire poros, sub care este adus aerul comprimat, peretele fiind format dintr-o țesătură din material plastic celular sau din material ceramic sau sinterizat. Aspiratorul este prevăzut cu un obturator, de preferință de formă tronconică, care permite să se creeze o subpresiune în conductele de transport înaintea introducerii materialului concasat. In partea inferioară a conductei de transport este dispus un canal de aer prevăzut cu un perete poros de aerisire, aerul adus în acest canal serveşte pentru aerisirea materialului care curge de-a lungul conductelor de transport.

Buncărul separator poate fi realizat sub forma unui cilindru cu ax vertical, a cărui placă de fund va fi uşor înclinată fața de orizontală, putând prezenta eventual o placă de fund de formă conică, sau în forma unui cilindru cu axa longitudinală înclinată față de orizontală sub un unghi a cărui valoare poate fi doar de câteva grade.

Pentru ca să nu se producă diluarea materialului fluidizat, cantitatea de aer folosită pentru aerisire este reglată cu ajutorul unor vane, diafragme sau ajutaje.

Curgerea, în conductele de transport a materialului concasat fluidizat, se face cu o viteză inferioară vitezei aerului încărcat cu particule de materiale transportate prin transportoarele cu aspirație cunoscute, fară o reducere a randamentului transportorului. Acest lucru este posibil datorită curgerii materialului prin întreaga secțiune a conductei, antrenat ca urmare a diferenței de presiune între începutul şi sfârşitul conductei. Consumul de energie este de câteva ori mai redus pentru transferul unei tone de material la aceeaşi distantă şi în plus, se realizează o reducere a gabaritului dispozitivelor de separare datorită reducerii suprafeței de filtare, ca urmare a cantității reduse de aer utilizată pentru transportul în conducte şi prin dispozitivele de separare.

In figura 4.8 este prezentat un transportor prin aspirație cu funcționare

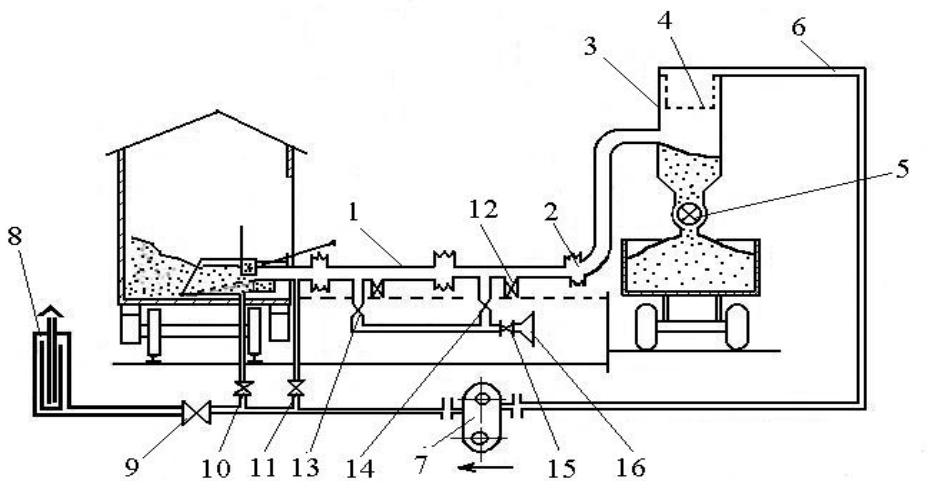


Fig. 4.8 Transportor prin aspirație cu funcționare continuă, pentru transportul materialelor concasate în stare fluidizată.

continuă destinat transferului unui material concasat de la vagoanele de cale ferată la mijloacele universale de transport rutier. Transportorul este prevăzut cu un aspirator, mai multe tronsoane de conductă 1, asamblate cu ajutorul unor racorduri elastice 2 care permit o deplasare relativă a tronsoanelor, un separator 3 cu filtru 4 şi un dozator cu vană 5, o conductă 6 de aer epurat, o pompă de vid 7 şi un amortizor 8, între pompa de vid şi amortizor fiind dispusă o vană 9 de strangulare. Inaintea vanei 9 se găseşte o derivație de aer comprimat, prevăzută cu o vană 10 de strangulare care comunică cu un dispozitiv de aerisire, cât şi o altă derivație cu vană 11 de strangulare ce comunică cu prima secțiune a conductei de transport prinsă solidar de aspirator. La locul vanelor 9, 10, 11 se pot monta diafragme sau ajutaje de strangulare convenabile. In partea

inferioară a secțiunilor de conductă de transport 1, unde sunt montate canale de aer 12, este dispusă o conductă separată, vanele 13 şi 14 de strangulare, vana 15 de oprire şi filtrul 16. In locul mai multor secțiuni rigide de conductă de transport se pot folosi tot atât de bine conducte suple de aceeaşi lungime, echipate de asemenea în partea inferioară cu un canal de aer cu perete de aerisire.

Transportorul prin aspirare cu funcționare continuă este folosit astfel: se

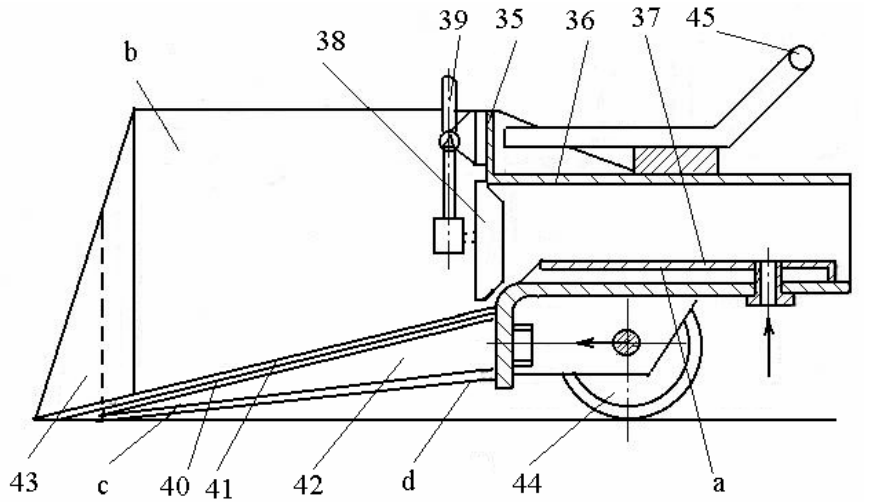


Fig. 4.9 Aspiratorul transportorului cu aspirație.

închide obturatorul 38 (fig. 4.9) şi se introduce aspiratorul în halda de material, pornindu-se apoi pompa de vid 7. Vana 10 este deschisă, vanele 11 şi 15 sunt închise, iar vana 9 conform parametrilor tehnici ai transportorului este închisă sau întredeschisă. Aerul care se scurge de la pompa de vid către peretele de aerisire b, fluidizează materialul concasat care se transportă până în momentul în care se va atinge o subpresiune convenebilă în separatorul 3. Se deschide apoi obturatorul 38 cu ajutorul pârghiei 39 ca şi vanele 11, 15 şi parțial vana 9. Materialul concasat fluidizat este apoi aspirat către conducta de transport 1, de unde trece în separatorul 3, unde se efectuează separarea materialului de aer. Starea de fluidizare a materialului de transport în conductă se menține datorită aspirației auxiliare a aerului ambiant prin filtrul 16 şi prin trecerea prin pereții de aerisire amenajați în partea inferioară a conductei de transport. In timpul funcționării transportorului se va proceda astfel încât dispozitivul de aerisire al aspiratorului să fie umplut cu materialul ce urmează a fi transportat, prin introducerea sa în material cu ajutorul mânerului 45 solidar cu aspiratorul. Aerul epurat prin filtrul 4 este aspirat prin conducta 6 către pompa de vid 7 cu ajutorul căreia este parțial evacuat în atmosferă prin amortizorul 8 şi prin dispozitivul de aerisire al aspiratorului, iar pe de altă parte refulat în conducta de

transport. Distribuția aerului refulat se face cu ajutorul unei reglări corespunzătoare a deschiderii vanelor 9,10,11 sau prin montarea diafragmelor sau ajutajelor corespunzătoare dispuse în circuitul conductei care leagă pompa de vid, la amortizorul dispozitivului de aerisire al aspiratorului şi a primei secțiuni a conductei de transport. Materialul transportat separat în separatorul 3 este evacuat încontinuu din separator cu ajutorul unui tambur rotativ al dozatorului cu vană 5, de unde va fi dirijat, de exemplu, către un mijloc de transport rutier sau către un alt buncăr.

Transportorul cu aspirație cu funcționare ciclică (fig. 4.10) este alcătuit de asemenea, dintr-un aspirator, mai multe tronsoane de conductă de transport 17 cu canale de aer 18, care sunt racordate elastic cu ajutorul unor racorduri 19, un buncăr 20, separator cu filtru 21, un dispozitiv de aerisire 22, o vană 23 de golire, o conductă 24 de aer epurat, o pompă de vid 25 şi un amortizor 26. Intre pompa de vid şi amortizor este dispusă o vană de strangulare 27, înaintea căreia se află o derivație de aer comprimat cu o vană de strangulare 28, dirijată către dispozitivul de aerisire al aspiratorului, cât şi o derivație cu vană de strangulare 29, ce comunică cu prima secțiune a conductei de transport ce este în legătură cu aspiratorul. Şi la acest sistem de transport, în locul vanelor 27 pot fi folosite diafragme sau ajutaje de strangulare.

In partea inferioară a secțiunilor de conductă de transport 17 se află o conductă

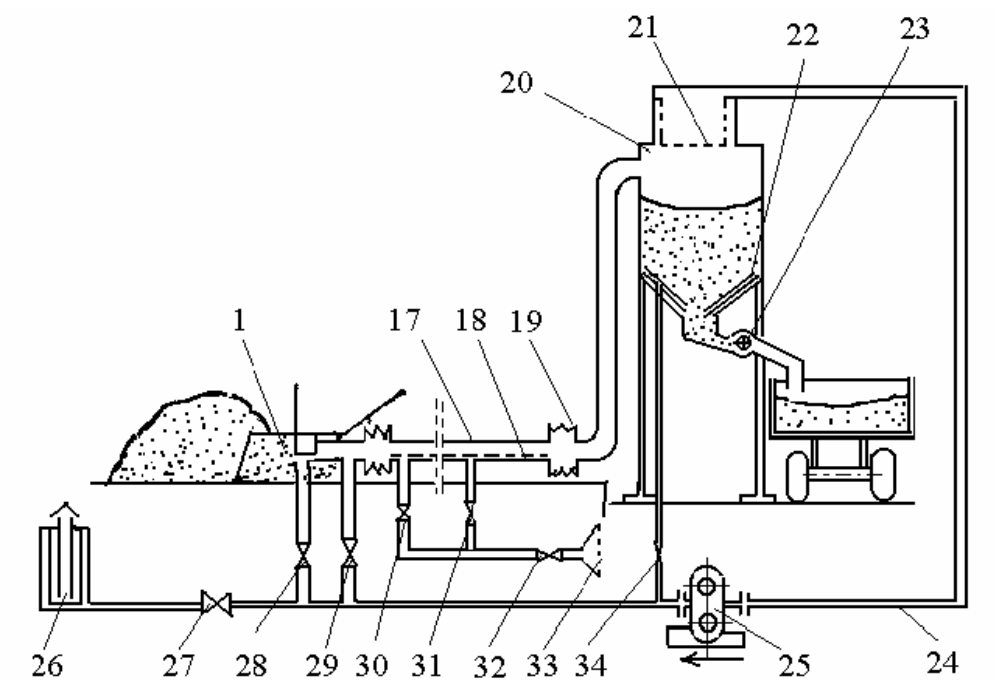


Fig. 4.10 Transportorul cu aspirație cu funcționare ciclică

separată cu vane de strangulare 30,31, vana de oprire 32 şi filtrul 33. Cu dispozitivul de aerisire 22 al buncărului 20 comunică o conductă de aer cu vana 34. Şi în acest caz tronsoanele de conductă de transport pot fi suple, prevăzute cu canal de aer cu perete de aerisire ce răspunde în partea inferioară a conductei.

Aspiratorul (fig.4.9), este alcătuit dintr-un disc 35 solitar cu un tronson de conductă 36 cu lungime redusă, prevăzut cu canalul “a”, a cărui suprafață superioară este formată dintr-un perete poros 37, intrarea conductei de transport fiind închisă printr-un obturator 38 ce se manevrează cu ajutorul unei pârghii 39. Fața discului 35 prezintă un dispozitiv de aerisire de forma unui jgheab deschis spre partea din față, cu pereți laterali “b” executați din tablă şi un perete de fund pentru aerisire, executat deasemenea din tablă, prevăzut cu perforări “c” şi acoperit cu două straturi 40 din țesătură din fibre de material plastic, fixate cu ajutorul unor platbande 41. Sub peretele de fund, pentru aerisire, este prevăzută o cameră de aer 42, limitată în partea inferioară de un perete “d”, iar lateral de pereții “b”, camera de aer comunicând cu pompa de vid printr-o conductă de aer.

Partea din față a dispozitivului de aerisire este întărită pritr-o tablă 43 de grosime mai mare. Pentru a uşura manevrarea transportului sunt prevăzute roțile 44 şi un mâner 45. Instalațiile mari pot fi dotate cu mecanism de deplasare propriu, comandat prin butoane dispuse în mâner, sau de la un pupitru de comandă separat, prevăzut în acest scop. Pentru descărcarea unui şlep, aspiratorul va fi montat pe un braț telecomandat antrenat prin mijloace pneumatice sau mecanice.

Secțiunile conductei de transport pot fi similare cu tronsonul 36, făcând parte integrantă din aspirator, ele fiind formate dintr-un tub 1 din oțel cu canal de aer 18.

Transportorul cu funcționare ciclică este pornit similar, vana 28 deschisă, iar vanele 29 şi 32 fiind închise. De asemenea, vana 3 este închisă, pe conducta ce comunică cu dispozitivul de aerisire situat în partea inferioară a buncărului separator 20. In cazul în care în buncărul 20 se obține subpresiune convenabilă, se deschide obturatorul 38 cu ajutorul pârghiei 39, apoi se deschide în mod convenabil vana 27 şi vanele 29,32. Materialul concasat, ce urmează a fi transportat sub formă fluidizată, este aspirat spre conducta de transport şi apoi dirijat spre buncărul separator 20, unde este separat de aer. In timpul transportului vana de golire 23 este închisă. Când buncărul 20 este plin, fapt ce este semnalat printr-un indicator de nivel, deasupra vanei de golire 23 este dispus un mijloc de transport adecvat, sau un alt mijloc primitor, se închid vanele 27, 28, 29 şi 32, precum şi obturatorul 38, în timp ce se deschide vana 34 a conductei branşată pe dispozitivul de aerisire 22. Când este deschisă vana de golire 23, materialul fluidizat este deversat din buncărul separator către recipientul dispus sub jgheabul de scurgere, cu ajutorul dispozitivului de aerisire 22. După golirea

completă a buncărului separator, se porneşte din nou aspiratorul şi conducta legată de aspiratorul de aerisire şi buncăr.

Prin folosirea sistemului prezentat se obțin următoarele avantaje:

- consum de energie redus la aceeaşi cantitate de material, comparativ cu sistemele cu aspirație la care materialul se transportă în stare de suspensie;
- reducerea gabaritului dispozitivelor de separare;
- productivitate mărită.

Instalația prezentată în figura 4.11 este destinată pentru transportul materialelor pulverulente aduse în stare de fluidizare, fiind utilizată la captarea cenuşei

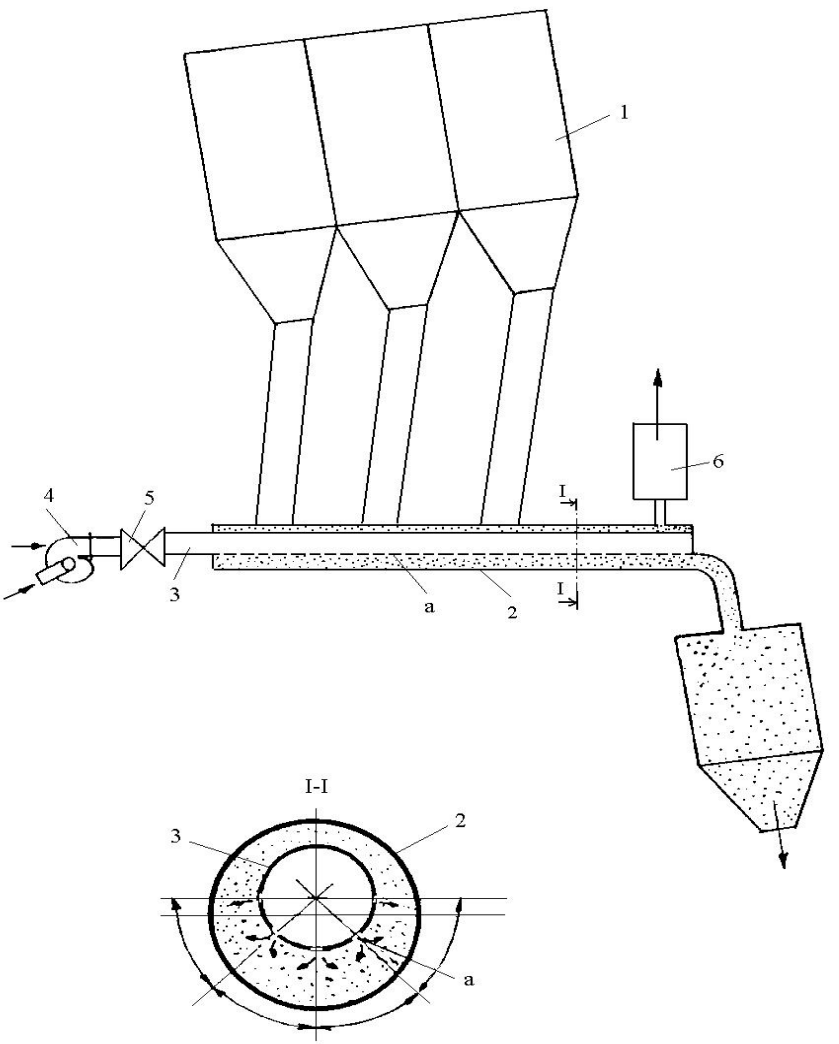


Fig.4.11 Instalație pentru transportul materialelor pulverulente în stare fluidizată

de la electrofiltrele centalelor electrice, ce funcționează pe cărbune. Ea prezintă ca avantaje următoarele: are o construcție simplă, nu necesită elemente de etanşare deosebite, realizează transportul materialelor pulverulente cu randament îmbunătățit.

Instalația pentru transportul materialelor pulverulente se compune dintr-un siloz 1, prevăzut cu electrofiltru care este în legătura cu o rigolă 2, străbătută la interior de o conductă 3, prevăzută cu orificii pe toată lungimea ei. La capătul conductei 3 se află un ventilator 4, după care este montat un ventil de reglaj 5. La capătul inferior al conductei 3 se află prevăzut un filtru 6 şi un siloz 7. Cenuşa de la electrofiltrele 1 curge gravitational în rigola 2. Aerul sub presiune este refulat de ventilatorul 4 în interiorul conductei perforate 3 şi străbătând prin orificiile "a" pătrunde în rigola 2 antrenând cenuşa, pe care o fluidizează şi o antrenează către capătul inferior al conductei unde trecând prin filtrul 6, este îndreptată spre silozul 7. Dimensiunile rigolei 2, ale conductei 3 şi ale ventilatorului 4 sunt variabile în funcție de cantitatea de cenuşă transportată. Din silozul 7 cenuşa este preluată şi transportată de alte mijloace de transport.

4.2 Transportul materialului fluidizat pe verticală

Materialul fluidizat poate fi transportat şi pe verticală, în figura 4.12 fiind prezentată o pompă pneumatică de fluidizare a materialului. Materialul pulverulent uscat se introduce în vasul 1, prin gura de umplere 2. Datorită faptului că acesta se introduce prin partea centrală a vasului, el se aşează în formă de con, la unghiul de taluz natural. Dacă se deschide treptat ventilul 3, aerul sub presiune pătrunde în vas prin ştuțul 4 şi ajunge la placa poroasă 5. Această placă cu pori are rolul de a difuza aerul în mod uniform, în masa de material.

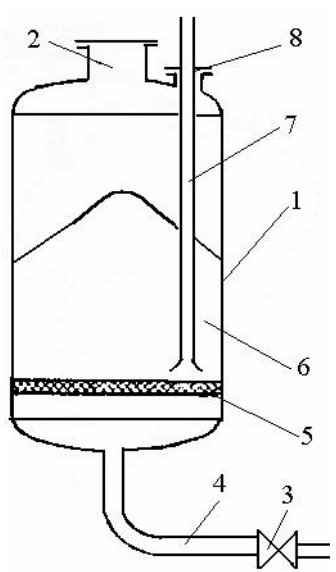


Fig. 4.12 Pompă pneumatică de fluidizare.

La o anumită poziție a ventilului 3, când debitul de aer este suficient de mare, se observă o mişcare a suprafeței materialului şi, în continuare, aceasta devine plană ca la un lichid. Mărind treptat debitul de aer, cu ajutorul ventilului 3, se observă ca nivelul materialului din vas creşte. Această creştere a nivelului se datoreşte afânării materialului. Se poate observa că la partea inferioară stratul de material este mai dens decât la partea

superioară. Dacă se închide etanş gura de alimentare 2, se observă că materialul pulverulent 6 urcă pe conducta verticală 7, etanşată la ştuţul 8 şi curge afară.

Materialul pulverulent este fluidizat de aerul care trece prin placa poroasă 5, iar aerul adunat în partea superioară a vasului 1 produce suprapresiunea necesară împingerii stratului fluidizat prin conducta 7.

O instalaţie similară este prezentată în figura 4.13. Vasul cilindric 1 se umple cu material praf prin gura 2, după care aceasta se închide. Aerul pătrunde prin ştuţul 3, trece prin placa poroasă 4 şi difuzează în masa de material producând fenomenul de fluidizare. Conducta 5 face legătura cu spaţiul liber de deasupra materialului, prin reductorul de presiune 7, încât tot spaţiul din interiorul vasului 1 este sub presiune.

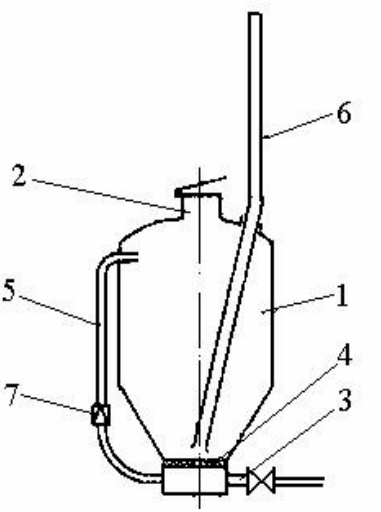


Fig. 4.13 Instalaţie pentru transportul pe verticală a materialului fluidizat

Materialul fluidizat urcă pe conducta verticală 6, datorită diferenţei de presiune existente şi se deplasează până la locul de destinaţie. După golirea materialului din vas, ciclul se repetă.

De obicei se cuplează două vase care au ciclurile de funcţionare decalate în timp, astfel încât instalaţia funcţionează continuu. Manevrele se fac automat, alternativ.

Acest sistem modern de transport este deosebit de economic.

Debitul unei astfel de instalaţii poate atinge 100 t/h, iar înălţimea 60 m.

Transportul materialului fluidizat pe verticală se poate realiza cu o instalaţie semiautomată prezentată în figura 4.14.

Sistemul de pompare are vasul cilindric 1 cu fund conic. Partea inferioară 2 a conductei de transport 3 este introdusă în vasul cilindric 1, în poziţie verticală.

Partea inferioară conică a vasului 1 are o cameră de aer 4 cu placa poroasă 5. Alimentarea cu aer comprimat a sistemului se face prin conducta 6, pe care se găseşte ventilatorul 7, acţionat pneumatic. Partea superioară a vasului 1 are o gură de încărcare cu clapetă conică 8. Deschiderea şi închiderea clapetei conice 8 se execută pneumatic cu ajutorul cilindrului 9 şi a unui sistem de pârghii.

Pentru evacuarea aerului din vasul 1, în timpul încărcării acestuia cu material, se prevede dispozitivul 10, acţionat cu aer comprimat. Umplerea vasului cu material este semnalizată de indicatorul de nivel 11, montat la interior la nivelul dorit.

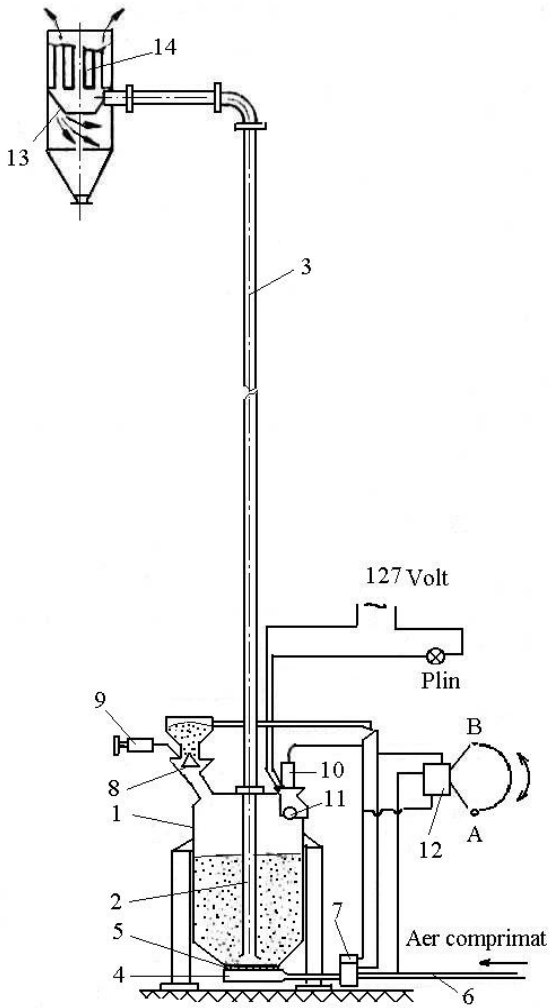


Fig. 4.14 Instalație semiautomată pentru transportul pe verticală a materialelor fluidizate.

Materialul transportat prin conducta 3, ajunge la buncărul separator 13, iar aerul este evacuat prin filtrul cu saci 14. Comanda sistemului se face cu ajutorul comutatorului 12.

Pentru încărcarea vasului 1 cu material, maneta comutatorului 12 se pune în poziția A, în care caz aerul comprimat deschide clapeta conică 8 şi clapeta 10 pentru evacuarea aerului pe conducta 6.

Materialul din buncăr pătrunde prin clapeta conică, în vasul 1, care se umple până la nivelul la care indicatorul de nivel 11 dă semnalul de alarmă.

Când materialul atinge para cu mercur a indicatorului de nivel, se închide circuitul electric care semnalizează "umplut".

După aceasta maneta comutatorului se pune în poziția B şi ca urmare clapeta conică 8 şi clapeta 10 se închid şi se deschide ventilul 7. Aerul pătrunde în camera 4, fluidizează materialul şi acesta se ridică pe conductă.

După golirea vasului 1, presiunea scade brusc şi semnalizează repetarea ciclului.

Pentru funcționarea continuă a sistemului pneumatic încărcarea vasului 1 trebuie să fie continuă. Ea se poate realiza cu ajutorul unei pompe cu şurub melc sau alt sistem.

Pentru transportul materialelor pulverulente pe verticală se admit şi particule mai mari de 200 μ, însă numai într-o proporție care să permită fluidizarea lor la placa poroasă.

Transportul materialelor fluidizate se poate face şi pe conducte înclinate, dar numai la unghiuri apropiate de verticală, maxim 30^o.

In figura 4.15 se prezintă un dispozitiv de fluidizare, într-un singur strat, pentru transportul pneumatic al materialelor granulare şi pulverulente, folosit în instalații aer – lift pentru ciment, ipsos, substanțe minerale, cereale, rumeguș, granule de mase plastice şi altele.

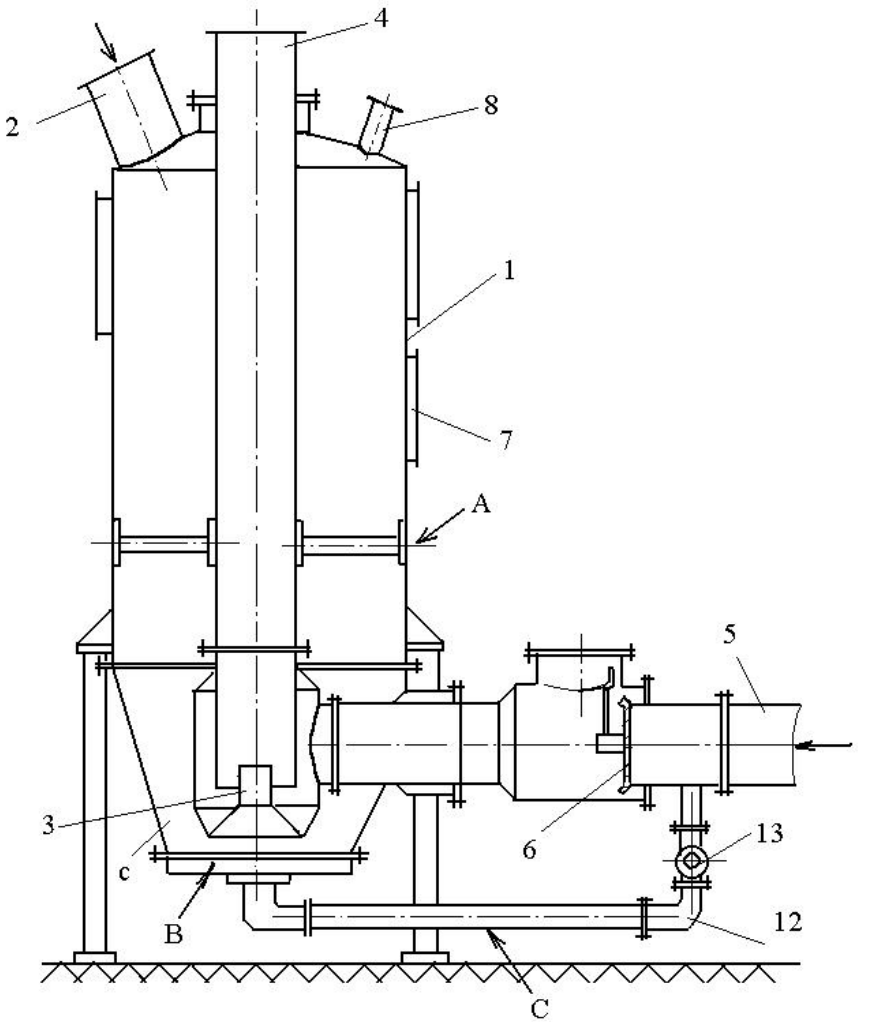


Fig. 4.15 Instalație de fluidizare într-un singur strat.

Acest dispozitiv prezintă avantajul că asigură transportul unor materiale granulare, asigură o fluidizare omogenă şi realizează reglarea înălțimii stratului fluidizat.

Dispozitivul de fluidizare este montat într-o instalație aer-lift de transport pneumatic “A”care cuprinde un rezervor 1, în care materialul este introdus printr-o conductă de alimentare 2, aflată la partea superioară şi este refulat printr-un ajutaj 3, aflat la partea inferioară a rezervorului 1 şi printr-o conductă de transport verticală 4, montată central. Aerul comprimat de antrenare a materialului intră printr-o conductă de aer comprimat 5, prevăzută cu o clapetă de reținere 6 şi este dirijat prin spațiul dintre ajutajul 3 şi tubul 4. Sub ajutajul 3 este montat un pat fluidizant B, care, împreună cu un sistem de alimentare cu aer C, formează dispozitivul de fluidizare. Controlul materialului se face prin nişte vizoare 7, iar la partea superioară a rezervorului 1, este montată o conductă de aerisire 8. Patul fluidizant “B” este format dintr-o placă 9, fixată de rezervorul 1 prin nişte şuruburi cu piuliță 10 şi prevăzută cu orificii “a” (fig.4.16), în care sunt montate, prin înşurubare distribuitoare cilindrice de fluid 11, prevăzute cu canalele “b” de dirijare a aerului comprimat în masa de material aflată deasupra plăcii 9, pentru fluidizarea lui.

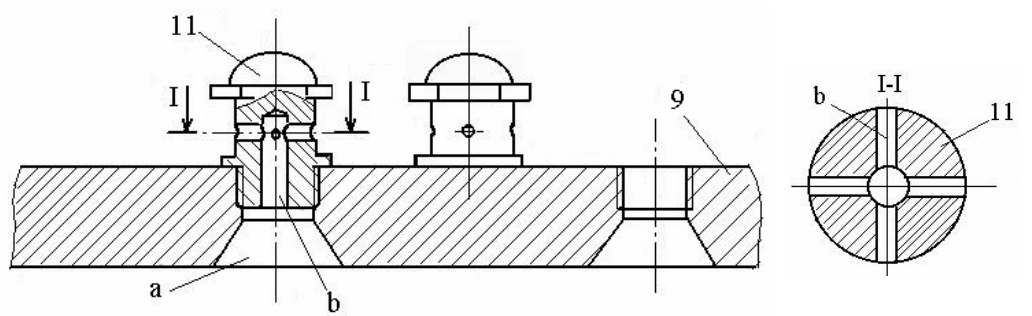


Fig. 4.16 Montajul distribuitoarelor de lichid**.**

Sistemul de alimentare C cuprinde o conductă auxiliară 12, un ventil 13 şi o cameră de aer “c”, aflată sub placa 9.

Patul fluidizant “B” cuprinde placa 9, în care sunt realizate nişte canale de distribuție de aer “d” şi altele de alimentare “e”(fig.4.17 şi fig.4.18), ale unor elemente Coandă D, montate în nişte orificii “f” din placă, prin înfiletare. Un element “D” este format dintr-un ajutaj Coandă 14, prevăzut cu un profil “g” adecvat, fixat prin înşurubare într-un corp de susținere 15, fixat de asemenea, în placa 9. Intre corpul 15 şi ajutajul 14, este o cameră “h” de alimentare, de unde aerul primit prin canalele “e” şi “d”, trece prin ajutajul 14, producând o depresiune şi aspiră materialul aflat sub placa 9, printr-o gură ”i” construită în corpul 15. Ajutajul 14 este construit cu un difuzor “j” al cărui rol este de a comprima amestecul aer-material. Reglarea depresiunii realizate şi a înălțimii stratului fluidizat se face cu ajutorul unei contrapiulițe 16. Alimentarea patului fluidizant “B”, cu aer comprimat se face cu

ajutorul sistemului de alimentare “C” lateral, prin conducta auxiliară 12, legată de un distribuitor de aer inelar 17 şi nişte conducte de legătură 18, cu patul (fig.4.19). Materialul introdus în rezervorul 1 trece prin spațiile libere “k” dintre distribuitorul 17 şi patul B de sub el, de unde este aspirat.

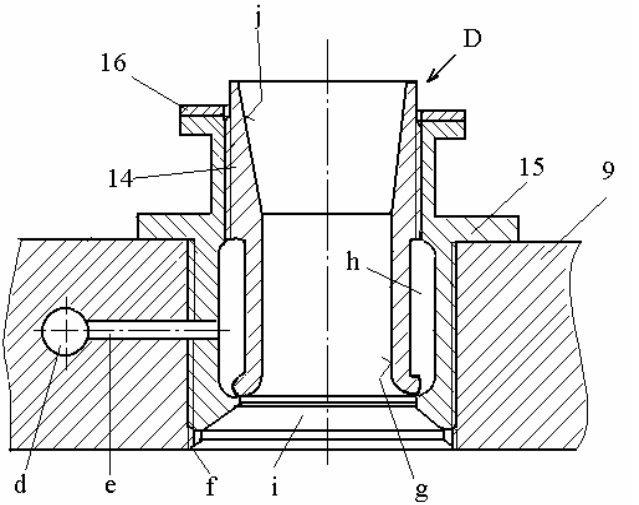


Fig. 4.17 Montajul elementelor Coandă în placă.

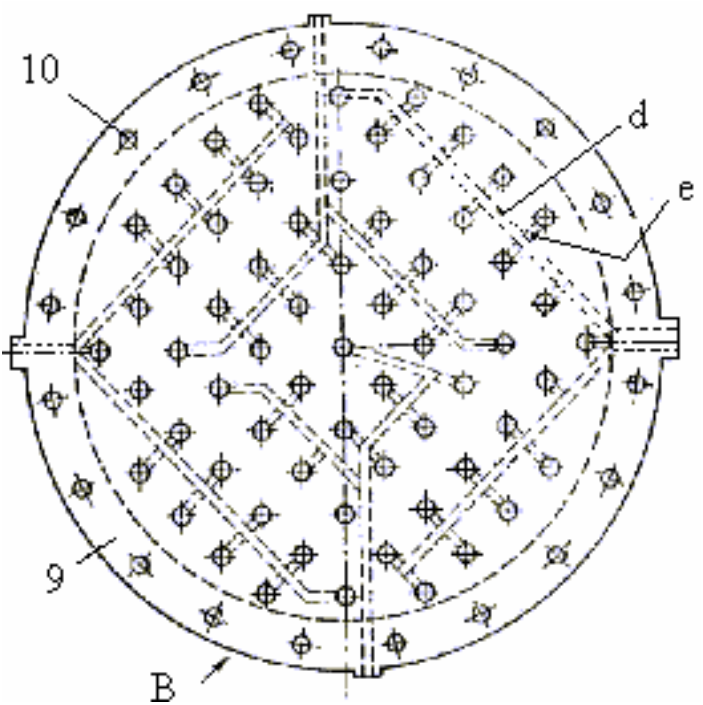


Fig. 4.18 Varianta constructivă a plăcii.

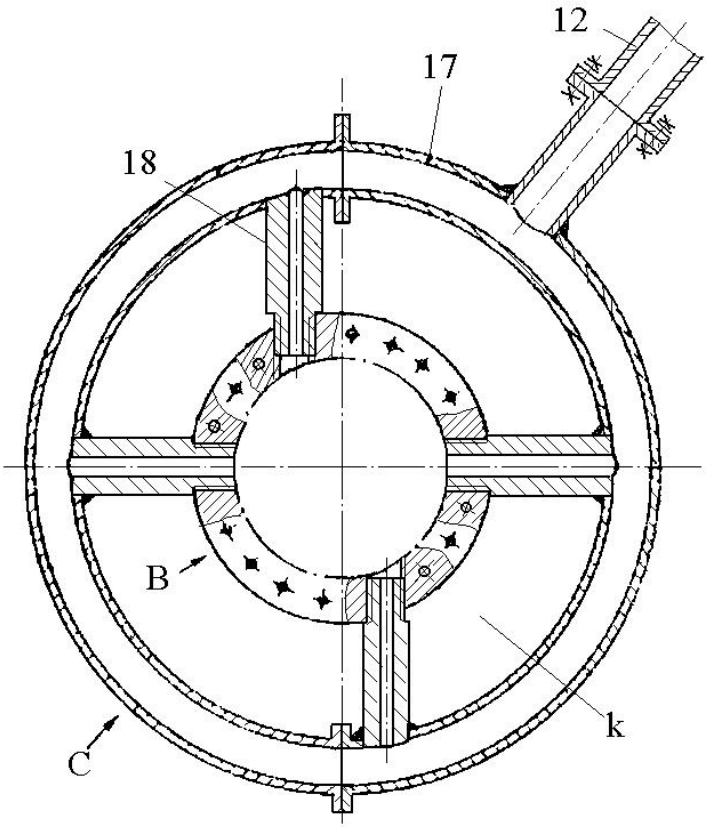


Fig. 4.19 Alimentarea cu aer comprimat a patului fluidizant.

Dispozitivul de fluidizare într-un singur strat prezintă următoarele avantaje:

- elimină colmatarea materialelor pulverulente, datorită apei şi uleiului antrenate de aerul comprimat;
- asigură posibilitatea reglării înălțimii stratului fluidizat;
- realizează o fluidizare omogenă.

Experiența a dovedit că, la transportul pe verticală a materialelor fluidizate, se consumă de 10 până la 20 ori mai puțin aer pe tona de material decât la sistemele de transport fără fluidizare. Aceasta duce la o reducere corespunzătoare a consumului de energie electrică, la reducerea secțiunii conductelor de transport, la reducerea dimensiunilor filtrelor cu țesătură textilă. Se poate aprecia că se realizează o reducere a costurilor de transport de 10 ori.

4.3 Calculul rigolelor pneumatice

Fiind vorba de un material care "curge", fiind adus în stare fluidizată, debitul se calculează după relația clasică pentru fluide.

$$Q = 3600 \cdot S_m \cdot \gamma_m \cdot v_m \quad [\text{N/h}] \tag{4.1}$$

unde: S_m - secțiunea efectivă de curgere a materialului [m^2];

γ_m – greutatea specifică a materialului în stare afânată [N/m^3];

v_m – viteza de curgere a materialului [m/s].

Viteza materialului se determină cu relația:

$$v_m = K\sqrt{i \cdot \frac{S_m}{P_h}} = K\sqrt{i \cdot R} \quad [\text{m/s}] \tag{4.2}$$

unde: i – panta jgheabului, care se ia între 2 şi 4 %;

P_h – perimetru de material, analog cu noțiunea de perimetru muiat din hidraulică, egal cu lățimea plus de două ori înălțimea materialului din jgheab, [m];

R – raza hidraulică [m];

K – constantă empirică egală cu 20.

Inlocuind pe v_m cu valoarea sa, expresia debitului devine:

$$Q = 3600 \cdot S_m \cdot \gamma_m \cdot K\sqrt{i \cdot R} \quad [\text{N/h}] \tag{4.3}$$

Pe baza rezultatelor experimentale se recomandă ca înălțimea stratului de material să se ia de 50 mm pentru plăci cu o lățime activă până la 250 mm şi de 60 mm pentru plăci cu o lățime activă între 250 şi 500 mm. Experiența a arătat că se poate lucra şi cu înălțimi mai mari, mergând până la 150 mm.

In tabelul 4.1 se indică debitele de material, în funcție de dimensiunea rigolei, pentru o pantă de 2,5%.

Tabelul 4.1 Debitul de material la diferite dimensiuni ale rigolei

Debitul la o pantă de 2,5% m^3/h	Lățimea activă a plăcii mm	Inălțimea sub placă mm	Inălțimea deasupra plăcii mm	Inălțimea stratului de material mm
20	125	100	100	50
40	250	100	200	50
80	400	85	300	60
120	500	75	300	60

Debitul de aer, care se ia în calcul la dimensionarea instalației, este mai mare decât cel care ar putea trece prin plăcile poroase. Se ține seama de pierderile de aer prin neetanşeități, de surplusul de aer necesar unor eventuale porozități inegale ale

plăcilor, cât şi siguranța exploatării. In practică se ia minim 1,5 m^3 aer/m^2 placă. In cazul unor construcții foarte îngrijite şi a unor plăci de difuziune cu calități constante, se pot admite debite de aer mai reduse, mergând până la min. 0,7 m^3 aer/m^2.

Tabelul 4.2 indică informativ consumul de putere pentru comprimarea aerului, la diverse dimensiuni ale rigolei pneumatice. Trebuie să se aibă în vedere că, în cazul unor plăci de difuzie cu alți parametri, consumul de putere poate fi diferit de cel indicat în tabelul 4.2. Acest lucru se întâmplă, deoarece căderea de presiune necesară este dată de coloana de material şi de placa de difuziune.

Tabelul 4.2 Consumul de putere pentru comprimarea aerului la diferite dimensiuni ale rigolei pneumatice.

Lățimea plăcii [mm]	Debitul de material [m^3/h]	Puterea consumată [CP] la diverse lungimi, în [m]		
		10	25	40
125	20	0,85	1,35	2,15
250	40	1,10	2,20	3,00
400	80	1,50	30,00	4,50
500	120	1,80	3,60	5,50

4.4 Calculul transportului pe verticală

La vitezele la care se face transportul pe verticală, există întotdeauna “starea de transport”. Astfel particulele sunt suficient de depărtate între ele ca fenomenele de ciocnire de peretele conductei admise la stabilirea relațiilor (2.48) şi (2.54), să apară ca atare. Strict vorbind la transportul pe verticală se pot transporta materiale cu concentrații ridicate, însă numai apropiate de starea de fluidizare.

Cu cele spuse mai sus relația (2.146) este valabilă şi la transportul pe verticală a materialelor în stare fluidizată. Pentru calcule este mai comod ca relția (2.146) să se scrie sub forma:

$$\Delta p = p_a\left(1 + K_1\chi_G^*\right) + c_{vm}\cdot H + \frac{Q_m \cdot v_m}{g \cdot S_0} \qquad (4.4)$$

Pentru determinarea vitezei materialului şi implicit a concentrației amestecului, valoarea coeficientului β din relația (2.48) se ia egala cu 1.

La determinarea coeficientului K_1 după relația (2.151), valoarea lui β se calculează ca pentru conducta orizontală.

Vitezele de transport în stare fluidizată pe verticală se indică între 5 şi 10 m/s, socotind că aerul circulă liber în conductă.

Exemplu de calcul

Să se calculeze elementele necesare transportului pe verticală a unei cantități de $3 \cdot 10^5$ N de material format din granule sferice cu diametrul d = 0,3 mm şi $\gamma_m = 14 \cdot 10^3$ N/m^3, pe o înălțime de 20 m. Se admite o viteza a aerului v_a= 8m/s şi o conductă cu diametrul D_c = 0,1m.

Se calculează viteza materialului cu relația:

$$\frac{\psi'}{\psi}\left(\frac{v_a - v_m}{v_p}\right)^2 - \frac{\lambda_z^*}{2} \cdot \frac{v_m^2}{g \cdot D_c} - \beta = 0$$

în care: ψ'- coeficient de presiune dat de viteza relativă la transportul pneumatic;

ψ – coeficient de presiune stabilit în funcție de viteza de plutire.

Valorile lui ψ şi ψ' se pot lua din tabelul 2.9, care este valabil pentru particule cu dimensiuni mai mari decât 10^{-4} cm. Ele se adoptă în funcție de numerele Reynolds, calculate în funcție de viteza relativă v_r = 1,15 m/s şi v_p = 1,05 m/s.

In ecuația de mai sus s-au admis:

ψ' = 2,3 pentru $v_r = v_a - v_m$ = 1,15 m/s şi Re = 24; ψ = 2,5 pentru v_p = 1,05 m/s şi R_e = 21. S-a găsit v_m = 6,85 m/s.

Se calculează cantitatea de aer transportat pe conductă, admițând γ_a = 15 N/m^3:

$$Q_a = \gamma_a \cdot 3600 \cdot S \cdot v_a = 15 \cdot 3600 \cdot 0{,}0078 \cdot 8 = 3450 \quad [\text{N/h}]$$

Se calculează concentrația reală a amestecului de aer- material:

$$\chi_G^* = \frac{Q_m}{Q_a} \cdot \frac{v_a}{v_m} = \frac{300000}{3450} \cdot \frac{8}{6{,}85} = 100 \quad [\text{kg/kg}]$$

Se calculează concentrația medie volumetrică a amestecului:

$$c_{vm} = \chi_G^* \cdot \gamma_a = 100 \cdot 15 = 1500 \quad [\text{N/m}^3]$$

Se calculează pierderea de presiune conform relației:

$$\Delta p = p_a\left(1 + K_1 \chi_G^*\right) + c_{vm} \cdot H + \frac{Q_m \cdot v_m}{g \cdot S_0} = 230\left(1 + 0{,}43 \cdot 100\right) + 1500 \cdot 20 + \frac{83{,}5 \cdot 6{,}85}{9{,}81 \cdot 0{,}0078} =$$

$$= 10100 + 30000 + 7450 = 47550 \quad [\text{N/m}^2]$$

unde:

$$p_a = \frac{\lambda}{D_c} \cdot \frac{\gamma_a \cdot v_a^2}{2 \cdot g} \cdot H = \frac{0{,}0235}{0{,}1} \cdot \frac{15 \cdot 8^2}{2 \cdot 9{,}81} \cdot 20 = 230 \quad [\text{N/m}^2]$$

$$\lambda = 0{,}0235 \quad \text{pentru } \frac{1}{K} = \frac{D}{\delta} = \frac{100}{0{,}2} = 500 \quad \text{și} \quad R_e = \frac{8 \cdot 0{,}1}{0{,}145 \cdot 10^{-4}} = 55000$$

$$K_1^{'} = \frac{\lambda_s}{\lambda} = \frac{1}{\lambda}\left(\frac{v_m}{v_a} \cdot \lambda_z^* + \frac{2\beta}{F_r} \cdot \frac{v_a}{v_m}\right) = \frac{1}{0{,}0235}\left(\frac{6{,}85}{8} 0{,}0034 + \frac{2 \cdot 0{,}13}{65} \cdot \frac{8}{6{,}85}\right) = 0{,}33$$

$$K_1 = 1{,}3 K_1^{'} = 1{,}3 \cdot 0{,}33 = 0{,}43$$

$$\beta = \frac{v_p}{v_a} = \frac{1{,}05}{8} = 0{,}13$$

$$F_r = \frac{v_a^2}{g \cdot D_c} = \frac{8^2}{9{,}81 \cdot 0{,}1} = 65$$

$$Q_m = \frac{300000}{3600} = 83{,}5 \text{ N/s}$$

Se verifică dacă s-a ales bine greutatea specifică a aerului γ_a = 15 N/m^3:

$$\gamma_a = \frac{\gamma_{a1} + \gamma_{a2}}{2} = \frac{12 + 18}{2} = 15 \text{ N/m}^3$$

unde: γ_{a1} = 12 N/m^3 pentru $p_1 = 1 \cdot 10^5$ N/m^2;

γ_{a2} = 18 N/m^3 pentru $p_2 = 1{,}5 \cdot 10^5$ N/m^2.

5. Poşta pneumatică

In cazul sistemului de transport denumit poştă pneumatică, se transportă pe conductă o singură capsulă, care de obicei nu depăşeşte 1,5 kg. Capsula este de formă cilindrică şi conține scrisori, chitanțe, probe de laborator etc. Sistemul se foloseşte în interiorul aceleeaşi clădiri sau de la o clădire la alta. Conductele sunt de obicei cu diametre cuprinse între 50 şi 75 mm. Distanțele de transport variază de la 30 m la 3000 m. In cazul folosirii sistemului pentru distribuția corespondenței de la oficiul poştal central la oficiile zonale ale aceleaşi localităti se fac mai puține erori şi cheltuielile sunt mai mici decât dacă se folosesc curieri.

Se cunosc instalații pneumatice destinate obiectelor grele, sau cu volum important, în cazul cărora transportul se realizează în interiorul unei conducte, cu ajutorul unor recipiente, care primesc sarcina şi care sunt astfel construite încât între acestea şi tub să ia naştere perne de aer, care suportă şi centrează recipientul respectiv în interiorul conductei, înlocuind astfel frecarea solidă printr-o frecare fluidă, alimentarea cu fluid fiind asigurată fie de o sursă de aer comprimat aflată în recipient, fie de o sursă exterioară a cărei presiune descreşte în sensul avansării.

In figura 5.1 se prezintă o instalație de transport pneumatic în interiorul unui sistem de conducte, destinat transportului de materiale, mărfuri sau chiar pasageri, pe distanțe lungi.

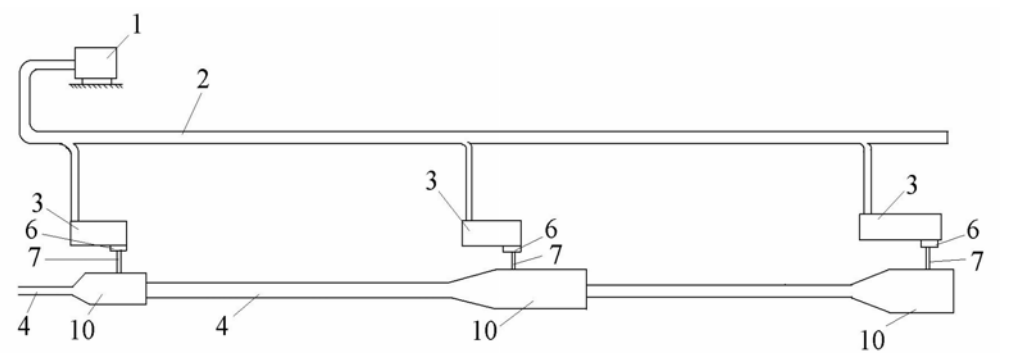


Fig. 5.1 Instalație de transport pneumatic pentru transport mărfuri.

Instalația este constituită dintr-o sursă de aer comprimat 1, care este legată prin intermediul unei tubulaturi 2, cu o serie de rezervoare 3 care sunt dispuse, din loc în loc, la distanțe convenabile, în lungul unei canalizații tubulare 4 constituită din tronsoane, care serveşte pentru ghidarea şi susținerea unor recipiente 5 (fig.5.2 a), care se află în interior şi care au rolul de a proteja şi a transporta conținutul acestora.

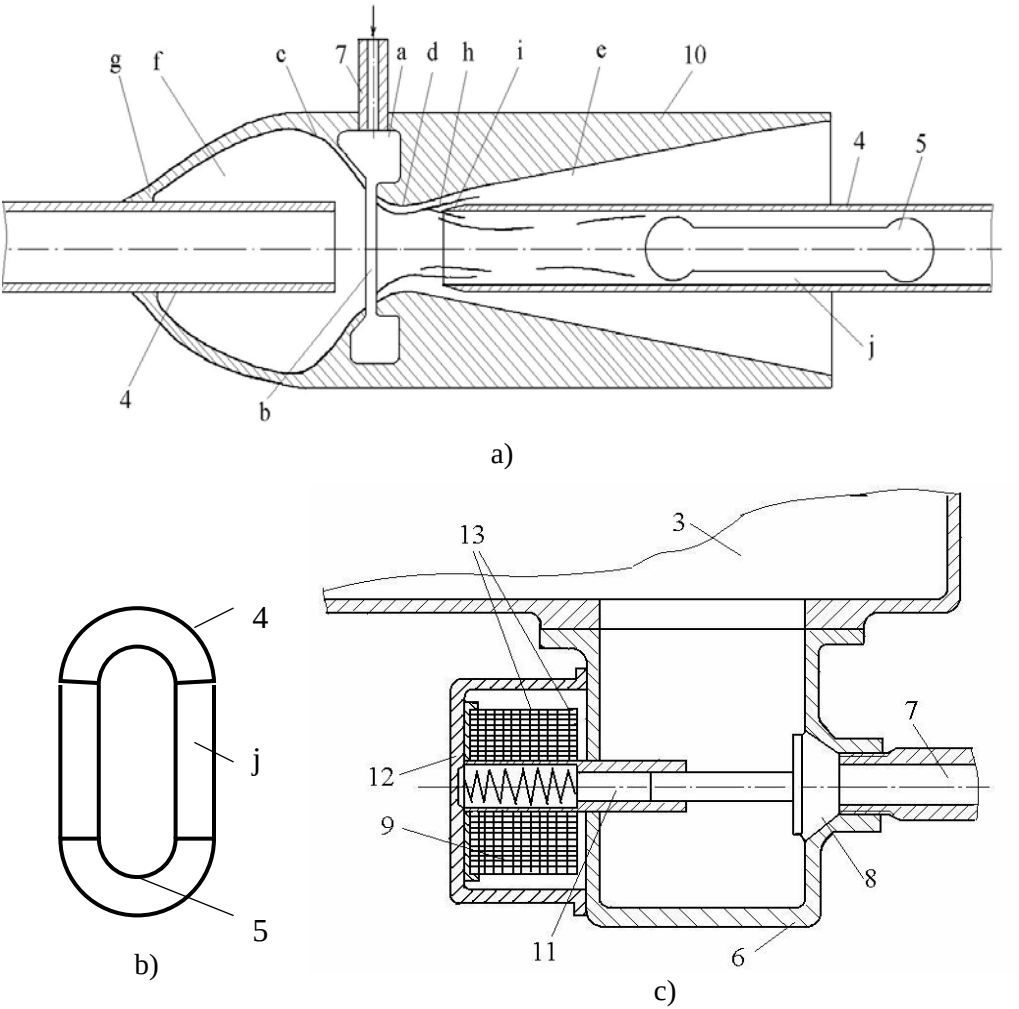


Fig. 5.2 Detalii ale instalației.

Pentru evitarea rotirii recipientelor 5 din interior, canalazația tubulară 4 poate avea spre exemplu, o secțiune dreptunghiulară cu colțurile rotunjite, iar pentru înscrierea avantajoasă în curbe, recipientele pot avea capetele bombate.

De la fiecare din rezervoarele de alimentare 3 aerul comprimat are acces la câte o valvă 6, de unde poate pătrunde numai atunci când şi cât este necesar, în mod brusc în câte o conductă 7, în perioadele în care este deschisă o supapă 8 (fig. 5.2 c).

Supapa este acționată electromagnetic de către o bobină 9, în funcție de poziția recipientelor 5 din interiorul canalizației tubulare.

Fiecare conductă 7 pătrunde transversal în câte un ajutaj 10, în pereții căruia se află o cameră inelară “a”, din care aerul poate trece printr-o fantă inelară “b”subțire, în interiorul ajutajului 10, care are un profil în genul unui tub Venturi, fiind prevăzut cu o parte convergentă “c”, racordată cu o parte centrală “d”şi, în continuare cu o parte divergentă “e”. Fantele inelare “b” pătrund în partea convergentă a ajutajelor 10 şi anume, în regiunea imediat anterioară părții centrale “d”, buza din aval fiind racordată corespunzător, pentru a se putea produce în condiții optime efectul Coandă, de deviere a aerului spre pereții interiori ai ajutajului 10. In locurile de amplasare, convenabil alese, ale ajutajelor 10, canalizația tubulară 4 este întreruptă pe o porțiune relativ mică, situată în dreptul fantelor inelare “b”. Spre capătul din amonte al fiecărui ajutaj 10 este prevăzută câte o cameră de aspirație “f”, delimitată de partea convergentă “c” şi de o porțiune conică “g”. În porțiunea divergentă “e” este prevăzut câte un interstițiu inelar “h” față de continuarea canalizației tubulare 4 a cărei parte exterioară “i” are muchia teşită paralel cu partea divergentă “e” a ajutajului 10.

Fiecare valvă 6 care comandă introducerea aerului, are pe lângă supapa 8 şi bobina 9, câte un miez mobil 11, care este comprimat de un resort 12, intrarea curentului electric în bobina 9, făcându-se prin câte o pereche de borne 13. Comenzile succesive de introducere a aerului sub presiune, din rezervoarele de alimentare 3 în conductele 7, se face prin intermediul unor circuite electromagnetice, declanşate de celule fotoelectrice, contacte sau alte mijloace cunoscute. Declanşarea lor este corelată cu trecerea vehiculelor 5 prin interiorul ajutajelor 10 aferente, astfel încât aerul din rezervoarele de alimentare 3 respective, să fie introdus într-un timp scurt, reumplerea lor făcându-se apoi într-un timp relativ lung, în funcție de frecvența de trecere a recipientelor 5.

Prin intrarea succesivă a aerului comprimat în camerele inelare “a” ale ajutajelor 10 şi apoi prin trecerea bruscă a acestuia prin fantele inelare “b” aferente, în camerele de aspirație “f” corespunzătoare, se creează o depresiune care se transmite la canalizația tubulară din amonte. Datorită acestei depresiuni recipientul 5, precum şi aerul din fața acestuia sunt aspirate, asfel încât recipientul 5 din acel loc trece spre avalul fantei “b”, unde excesul de aer din interior precum şi undele de şoc au posibilitatea să iasă afară prin interstițiul inelar ”h” ce urmează. În acest timp, restul de aer provenit din fanta inelară “b”, împreună cu cel absorbit din partea centrală prin amontele fantei inelare “b”, pătrunde în canalizația tubulară 4 din avalul fantei inelare “b”. Se realizează o suprapresiune, care împinge recipientul 5 corespunzător spre aval, favorizând totodată crearea unei cămăşi fluide “j”, care-l înconjoară şi care la partea inferioară are rolul de pernă de aer de susținere a recipientului 5 şi a sarcinei din el. Deasemenea are rolul de ghidaj fluid, cu avantajele aferente din punct de vedere al frecărilor.

Acest tip de instalație de transport prezintă următoarele avantaje:

- permite transportul unei cantități mari de materiale, mărfuri sau chiar pasageri pe distanțe mari, în condiții foarte bune;

- comenzile sunt exterioare şi recipientele nu au motoare, încât greutăţile moarte pot fi reduse apreciabil în raport cu sarcinile utile;

- alimentarea cu aer sub presiune necesită compresoare relativ mici, care funcţionează în timp, iar funcţionarea instalaţiei nu este influenţată de undele de şoc;

- constituie un procedeu de transport rapid şi economic, cu funcţionare sigură, care poate descongestiona apreciabil traficul rutier şi feroviar;

- se pretează la un grad înalt de mecanizare a operatiilor de transport şi de securitate, chiar în condiţii de trafic foarte mare.

Pentru transportul pneumatic al probelor de laborator între secţiile productive şi laboratorul care efectuează analiza lor se utilizează instalaţia din figura 5.3.

Se cunosc diferite instalaţii pentru transportul pneumatic al probelor de laborator, care utilizează presiunea sau depresiunea aerului, compuse din două circuite, unul pentru dus şi celălalt pentru întors, echipate cu aparatură complexă şi utilizând diferite dispozitive de capăt pentru expediere şi primire.

Dezavantajele acestor instalaţii constă în aceea că necesită circuit dublu pentru o singură instalaţie, utilaj separat de cel din dotarea unităţilor industriale pentru producerea presiunii sau depresiunii de aer, regulatoare automate de presiune, curburi admise pe traseul de transport relativ mici, iar sosirea capsulei purtătoare la abonat nu este corespunzător amortizată, producându-se astfel, deteriorarea prematură a acesteia.

Un alt dezavantaj constă în aceea că dacă apare o defecţiune la capsula purtătoare şi rămâne blocată pe traseu, ea trebuie căutată din aproape în aproape pentru a fi scoasă, demontând tronsoanele instalaţiei.

Instalaţia de transport pneumatic are în componenţa sa un tronson de transport A, alcătuit din mai multe segmente de ţeavă liniară 1, de ţeavă curbă 2, îmbinate între ele cu o flanşa 3. Proba metalică se expediază cu o capsulă purtătoare B. Tronsonul de transport A se termină la fiecare abonat cu un tronson de expediere- primire C, un tronson de limitare şi măsură D şi un pupitru electropneumatic E de comandă a instalaţiei.

In momentul în care unul din abonaţi doreşte să expedieze o probă pentru analiză celuilalt abonat, desface prin deşurubare un cap oscilant 4 al capsulei purtătoare B, introduce proba în interiorul corpului capsulei B şi închide din nou cu ajutorul capului oscilant 4.

La mişcarea capsulei prin tronsonul A, o manşetă 5 serveşte ca piesă de alunecare şi etanşare. Se înlătură manual un limitator mecanic 6 şi capsula B se aşează pe tronsonul de expediere primire 6, pe un arc 7.

Cu ajutorul unui cilindru pneumatic 8, la comandă, se ridică un piston 9 a cărui manşetă 10 închide şi etanşează intrarea într-un dispozitiv de expediere-primire 11, iar capsula purtătoare este trecută cu manşeta 5 deasupra unui orificiu “a”de alimentare cu aer comprimat.

Abonatul comandă şi el ridicarea pistonului 9, care închide etanş intrarea în dispozitivul de expediere primire 11 şi introduce limitatorul mecanic 6, creând condiţia electrică a expedierii capsulei purtătoare B.

La comandă, din pupitrul electopneumatic B, se permite intrarea aerului comprimat prin orificiul “a” sub capsula purtătoare B care va fi împinsă cu viteză spre abonat prin tronsonul A. Aerul de pe tronsonul A din faţa capsulei va fi evacuat prin orificiul “a” de abonatul primitor.

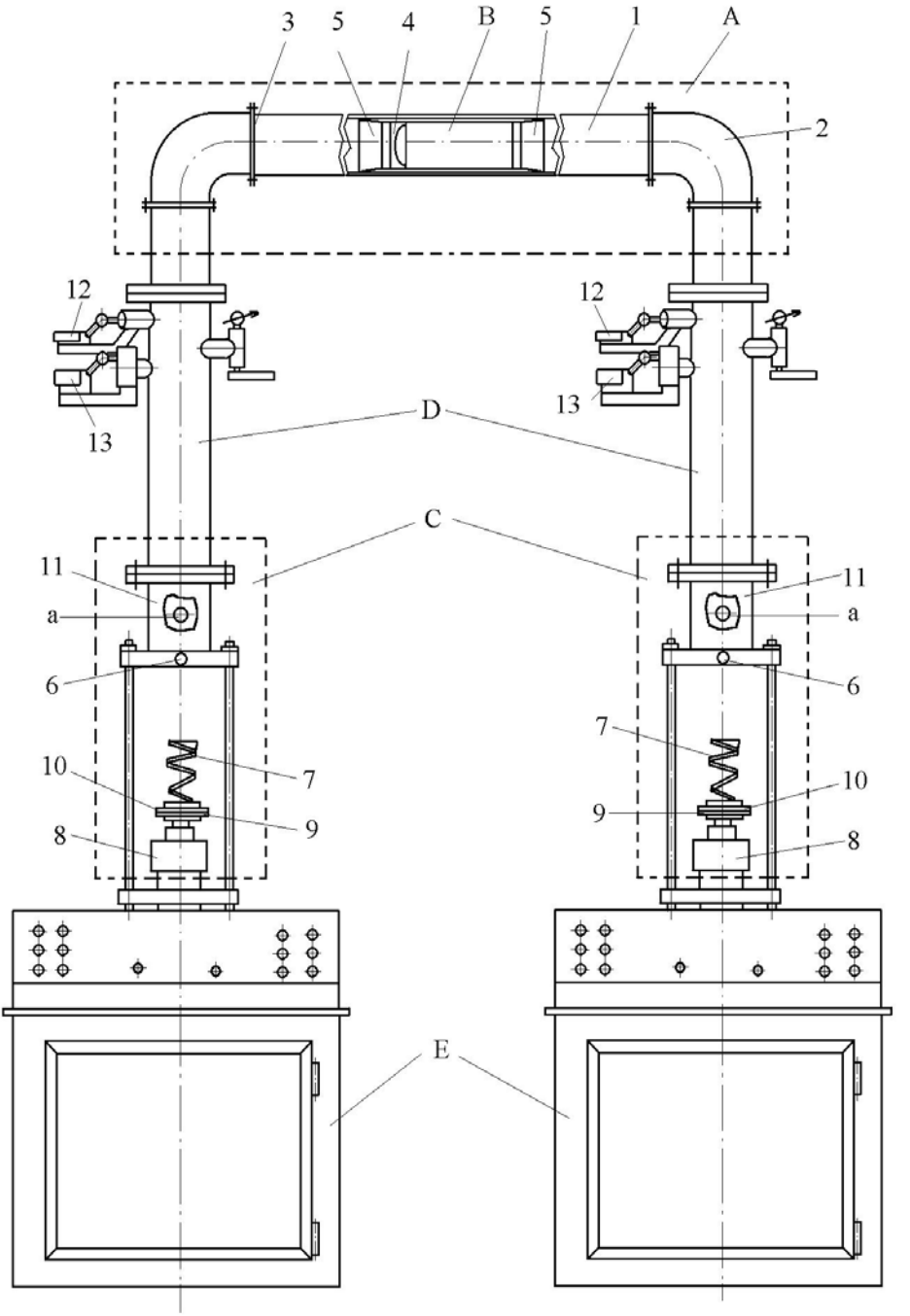


Fig. 5.3 Instalație pentru transportul pneumatic a probelor metalice pentru laborator

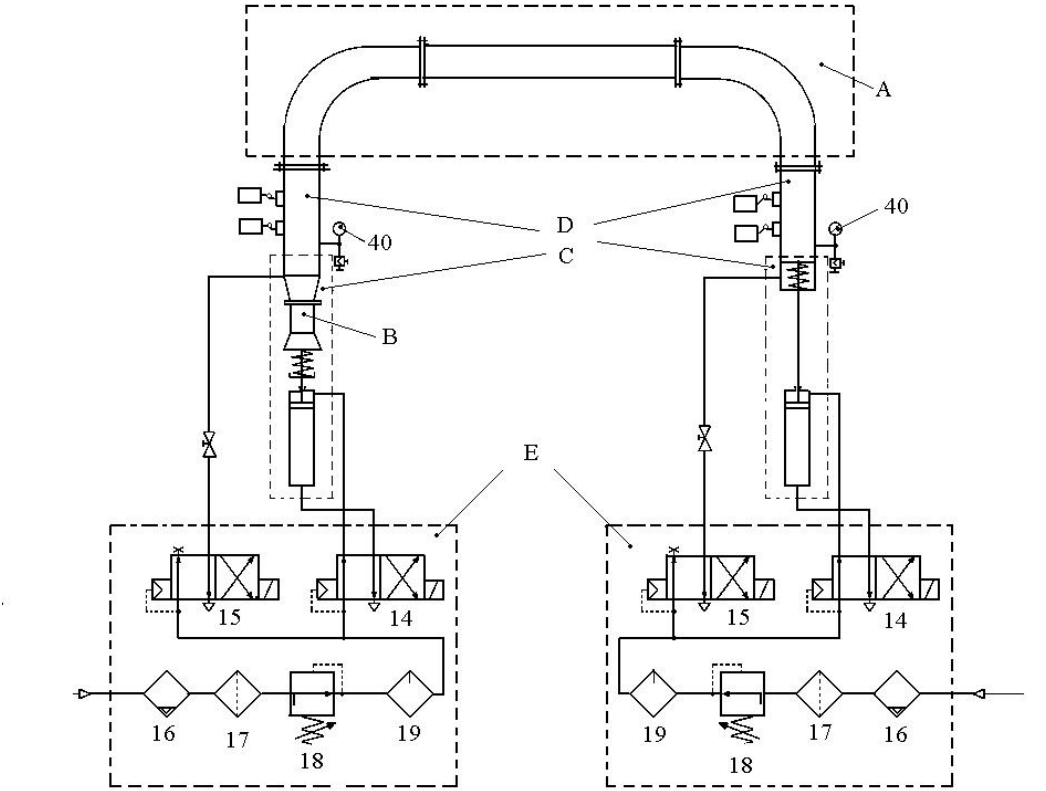


Fig. 5.4 Schema de acționare pneumatică a instalației de transport pneumatic capsule metalice.

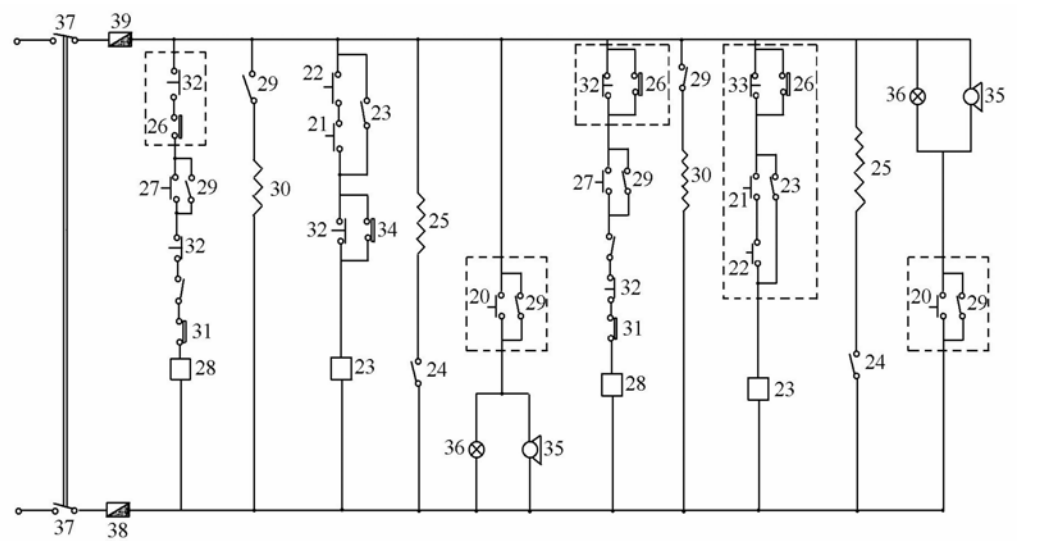


Fig. 5.5 Schema de acționare electrică a instalației de transport pneumatic capsule metalice.

Când capsula purtătoare B ajunge la abonatul primitor, acționează un limitator 12 care întrerupe alimentarea cu aer comprimat şi se permite aerului ce a propulsat-o să se evacueze în atmosferă prin orificiul “a”.

Capsula purtătoare B depăşeşte orificiul “a” de la abonatul primitor şi în acest moment se face amortizarea şi oprirea ei pe o pernă de aer cuprinsă între manşeta 5, pistonul 9 şi manşeta 10.

Abonatul înlătură opritorul mecanic 6, şi după ce presiunea aerului din conductă a scăzut sub valoarea impusă de un limitator cu traductor de presiune 13, permite, la comandă, coborârea pistonului 9. Capsula purtătoare B devine accesibilă şi abonatul poate intra în posesia conținutului ei.

In figura 5.4 este prezentată schema de acționare pneumatică a instalației. Acționarea cilindrului pneumatic 8 se face de la un distribuitor electromagnetic 14, iar alimentarea instalației de transport pneumatic cu aer comprimat se face printr-un electrodistribuitor pneumatic 15.

Aerul comprimat este purificat printr-un separator de apă 16, un filtru 17 şi este lubrificat printr-un ungător 19. Presiunea constantă în circuitul de acționare este asigurată de regulatorul de presiune 18. Valoarea presiunii reglate, se citeşte la manometrul 40.

Potrivit figurii 5.5, se apasă asupra unui buton 20, se anunță fonic şi luminos abonatul că se expediază capsula purtătoare B.

Fiecare abonat apasă pe un buton 21 şi 22, simultan un contactor 23 îşi închide un contact 24, un pilot electrodistribuitor 25 primeşte impuls şi comandă electrodistribuitorul 14 care introduce aer în cilindrul 17 şi ridică pistonul 9. Abonatul primitor introduce limitatorul mecanic 6 care închide un contact 26, iar expeditorul, apasând pe un buton 27 comandă un contactor 28 care îsi închide un contact 29, ce dă impuls unui pilot electropneumatic 30. Acesta la rândul său acționează electrodistribuitorul 15 şi astfel capsula se va pune în mişcare, propulsată de aer.

Capsula purtătoare la sosire, deschide un contact 31 şi întrerupe alimentarea cu aer a tronsonului A, iar prin orificiul “a” aerul se evacuează în atmosferă. Dacă este oprită, capsula purtătoare apasă pe un buton 32. Coborârea pistonului 9 se face apăsând pe un buton 33 numai după ce un contact limitator traductor 34 se deschide.

Semnalizarea sonoră se face printr-o hupă electrică 35, iar cea luminoasă printr-o lampă 36.

Alimentarea cu energie electrică a schemei se face printr-un întrerupător 37 şi o siguranță 38.

Instalația de transport prezentată are următoarele avantaje:

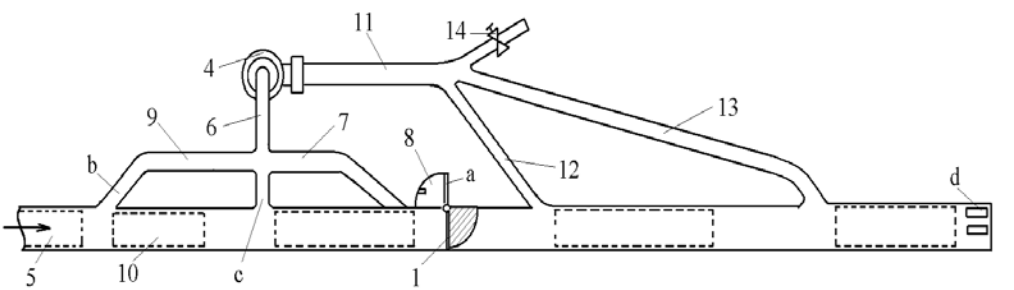
- reduce consumul de energie;
- utilizează un singur circuit pentru ambele sensuri de transport, folosind aerul comprimat direct din rețaua unității industriale;
- presiunea de aer se autoreglează în instalație, la valoarea necesară învingerii frecării şi a masei capsulei;
- se utilizează o capsulă cu cap oscilant, care poate fi rechemată la expeditor, în cazul rămânerii ei, dintr-un motiv sau altul pe traseu, iar sosirea capsulei la abonat este amortizată total.

In figura 5.6 se prezintă o instalație de propulsie aspiro-refulatoare, cu acționare pneumatică, folosită pentru transport containerizat în tuburi.

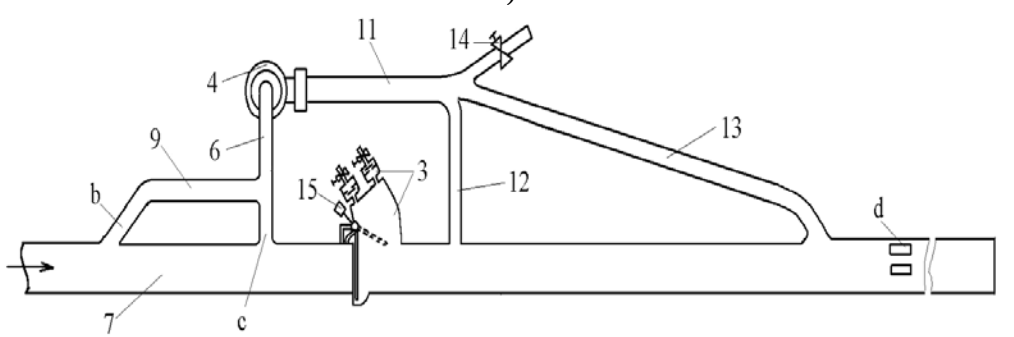
Sunt cunoscute instalații de propulsie pentru transport containerizat monotubulare, cu acționare pneumatică care cuprind un tub de circulație aero-depresiv prin care circulă containere într-un sens sau altul sub efectul presiunii sau depresiunii realizate în tub de un ventilator. Ventilatorul este racordat la tubul de circulație cu ajutorul a două tuburi de legătură tip pantalon, prevăzute cu câte un braț care comunică cu atmosfera. Pe tuburile de legătură cu cel de circulație sunt montate nişte clapete, comandate cu ajutorul unui mecanism de acționare astfel ca în tubul principal să se formeze sucțiune sau presiune. Un tronson din tubul principal este prevăzut cu o clapetă de sucțiune şi cu o clapetă de presiune, montate la o distanță una de alta şi comandate de acelaşi mecanism, astfel încât după intrarea trenului de containere în tub, în concordanță cu poziția celorlalte clapete, în tub să se formeze sucțiune sau presiune. Reglarea debitului este asigurată de un alt mecanism.

Aceste instalații prezintă dezavantaje deoarece necesită numeroase clapete şi tije de legătură între ele, precum şi alte elemente de comandă, ca sesizoare electrice, electromagneți precum şi o sincronizare pretențioasă.

Instalația prezentată este formată dintr-o clapetă 1 de tip diferențial, sau de tip simplu 2, prevăzute cu nişte amortizoare 3 pneumatice sau din cauciuc care amortizează mişcarea de deschidere – închidere. La o distanță de clapeta 1 diferențială, egală sau mai mare decât lungimea unui tren de containere, este montat un generator



a)



b)

Fig. 5.6 Instalație de propulsie aspiro-refulatoare cu acționare pneumatică, pentru transport containerizat în tuburi.

de debit 4. Distanţa este oarecare în cazul unei instalaţii prevăzută cu o clapetă simplă. Generatorul 4 este legat de un tub 5 de circulaţie a containerelor, printr-un tub de absorbţie 6, iar acesta este legat prin alt tub 7 cu o capotă 8 în care este montată o prelungire de clapetă “a”, solidară cu clapeta 1. Pentru a se evita şocurile care s-ar produce atunci când un container se află într-un punct “c” de absorbţie, tubul 6 este legat printr-un tub de ocolire 9, de tubul 5 într-un punct de racord “b”, aflat la o distanţă mai mare decât lungimea trenului de containere. Dacă un tren de containere 10 intră în tubul 5 şi obtureaza orificiul “c”, clapeta 1 nu mai este menţinută în poziţie de închidere deoarece depresiunea se manifestă în tubul 7 şi asupra clapetei “a”, care se roteşte şi îndepărtează clapeta 1 din poziţia “a”, trenul înaintând datorită inerţiei.

Generatorul 4 este legat prin nişte tuburi de refulare 11,12, 13 cu tubul 5. La capătul tubului 5 se află nişte fante “d”, pentru reglarea vitezei containerului 10, la ieşire micşorându-i viteza, iar pe tubul 11 este montată o vană 14.

Instalaţia poate fi prevăzută cu o clapetă 2 de tip simplu şi funcţionează asemănător celei prevăzute cu clapeta 1 diferenţială, cu deosebirea că deschiderea clapetei 2 se produce sub efectul unei contragreutăţi 15, în momentul când dispare din tubul 5 efectul depresiunii datorită obturării orificiului “c”.

Instalaţia funcţionează astfel: trenul 10 care soseşte din amonte trece de racordul “b”, aerul fiind absorbit în continuare prin orificiul “c” până când acesta este închis de containere care vor presa aerul din faţă. Aerul este absorbit prin tubul 7, prelungirea “a” este rotită şi va determina deschiderea clapetei 1. Trenul 10 circulă datorită inerţiei mai departe, în aval de clapeta 1 care se închide în urma sa, propulsia făcându-se apoi prin suflare din spate cu o viteză controlată de fantele “d” din aval de tub sau de vana 14 aflată pe tubul 11.

Instalaţia de propulsie aspiro- refulatoare prezintă următoarele avantaje:

- construcţie simplă şi uşor de întreţinut;
- asigură reglarea vitezei containerelor la ieşire.

In figura 5.7 este prezentată o instalţie pentru transport pneumatic a materialelor, mărfurilor sau pasagerilor, în conducte de transport amplasate pe sol, subteran sau aerian.

Se cunoaşte o instalţie pentru transport pneumatic a materialelor şi mărfurilor, care foloseşte un număr de conducte de transport prevăzute la interior cu role, pe care circulă containere propulsate cu ajutorul unor aspiratoare şi a unor supape de închidere, care conţin şi nişte clapete mobile. Instalaţia prezintă însă dezavantajul că nu dispune de mijloace în vederea manevrării containerelor în cadrul spaţiilor pentru frânare, oprirea la punct fix, întoarcere şi lansare în cadrul conductei de transport.

Instalaţia din figura 5.7 se compune din cel puţin o conductă de frânare 2, care poate avea un traseu ascendent şi în care containerele încărcate îşi reduc viteza de la o valoare ridicată, considerată viteză de croazieră, la o valoare scăzută. Urmează apoi o zonă de antrenare 3, prevăzută cu un număr de role 4, antrenate prin intermediul unor motoreductoare 5 care au şi un cuplaj de tip ambreiaj. Deasemenea instalaţia are o staţie de descărcare 6, prevăzută şi ea cu role antrenate 4 şi cu motoreductoare 5, necesare manevrării containerului staţiei de descărcare 6, precum şi o conductă de accelerare 7 a containerelor golite în staţia de descărcare.

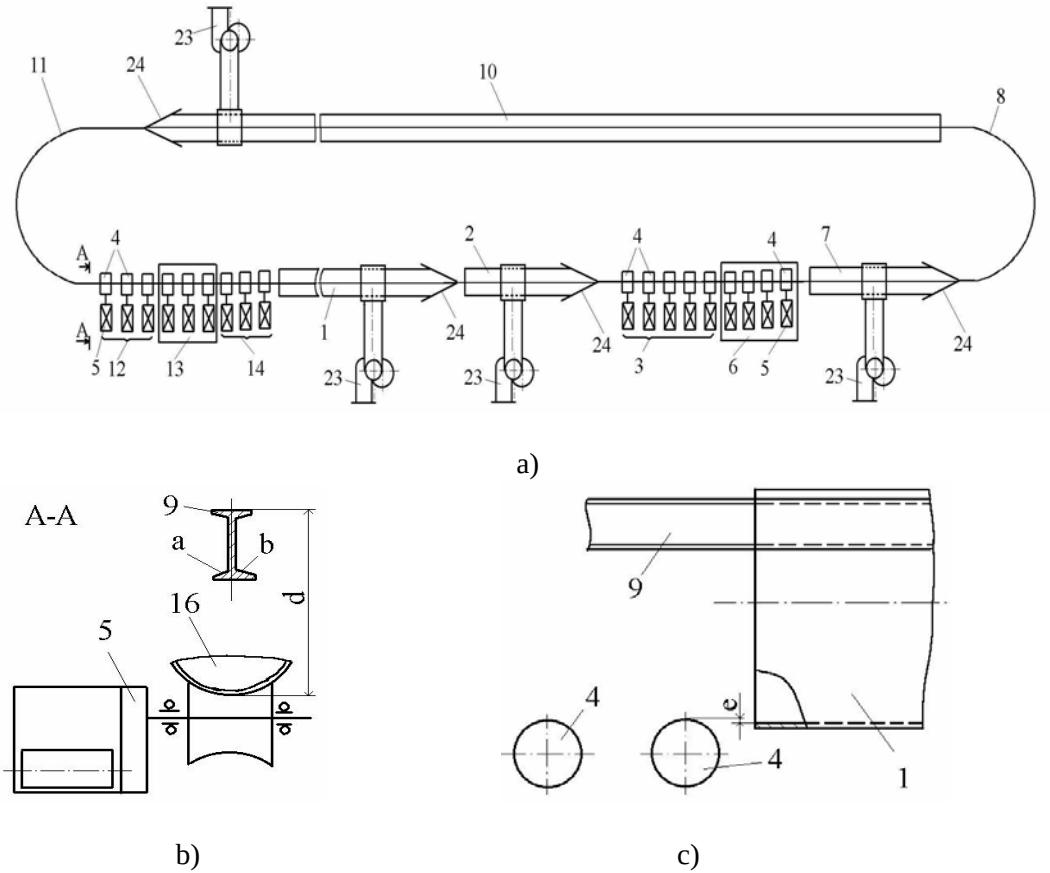


Fig. 5.7 Instalație pentru transport pneumatic a materialelor, mărfurilor sau pasagerilor.

In continuare instalația cuprinde o buclă 8, formată dintr-un profil laminat 9 suspendat pe nişte suporţi, o conductă de întoarcere a containerelor goale10, o altă buclă 11, formată din acelaşi profil laminat 9. Urmează apoi a doua zonă de antrenare 12 şi o staţie de încărcare13, ambele prevăzute cu role antrenate 4 cu motoreductoare 5. Cea de a treia zonă de antrenare 14 este prevăzută de asemenea, cu role antrenate şi motoreductoare, pe această zonă încărcarea containerului putând fi controlată.

Intregul traseu al instalaţiei format din conductele 1,2,7 şi 10, zonele de antrenare 3,12 şi 14, staţia de descărcare 6, buclele 8 şi 11 şi staţia de încărcare 13 sunt prevăzute cu profil laminat 9, montat în interiorul conductelor 1,2,7 şi 10, cu ajutorul unor bride 15, prin intermediul unor şuruburi şi piulițe. In afara conductelor acelaşi profil este suspendat pe suporţi.

Prin conductele 1,2,7 şi 10, rulând pe cele două feţe “a” şi “b” ale profilului laminat 9, circulă nişte containere 16, prevăzute la fiecare capăt cu câte patru role de rulare 17 şi cu câte patru role de ghidare 18, montate pe un suport 19, prin intermediul unor rulmenţi, axe şi piulițe. Suportul 19 este montat pe containerul 16 prin intermediul unor axe şi bolţuri, care îi asigură mobilitatea faţă de container.

Pentru a propulsa containerul 16 în interiorul conductelor 1,2,7 şi 10, cu ajutorul unei diferenţe de presiune între capetele lui, acesta este prevăzut, la fiecare capăt, cu câte o garnitură 20, montată pe containerul 16 cu o flanşă 21 şi cu nişte şuruburi. Containerul 16 mai este prevăzut la fiecare capăt, cu încă două role 22, montate pe rulmenţi, amplasate în planul median al containerului, astfel încât atingerile accidentale cu peretele conductei să se facă cu ajutorul acestor role 22. Corpul containerului 16 are o suprafaţă inferioară "c", astfel supraînălţată faţă de peretele interior al conductei (fig. 5.8), încât la deplasarea containerului 16 prin conductă să nu se producă atingerea cu peretele ei înterior.

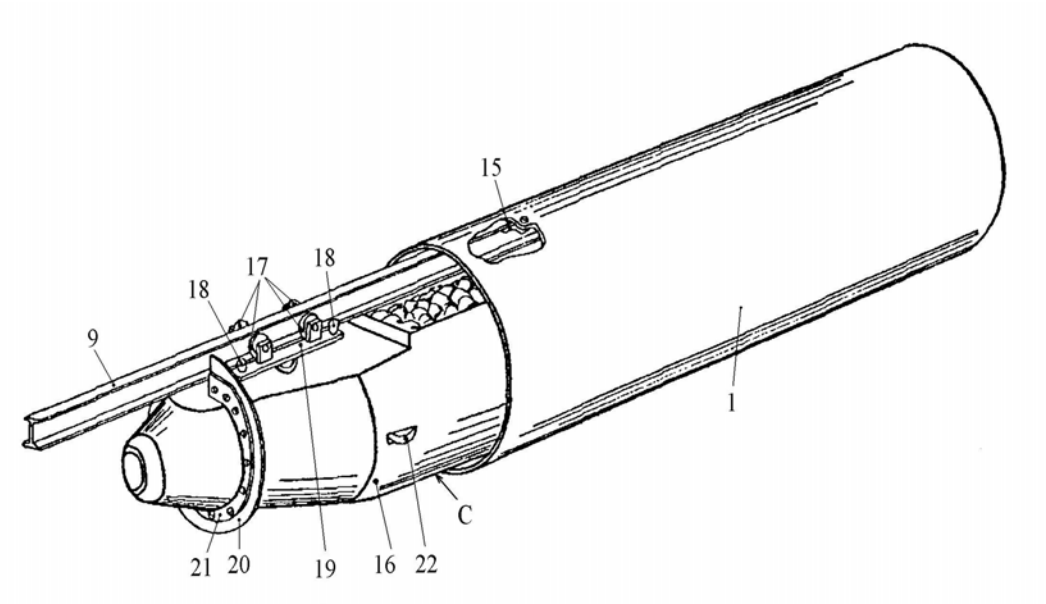


Fig. 5.8. Vedere a conductei de transport, care cuprinde profilul laminat şi unul din capetele containerului.

In zonele de antrenare 3,12, şi 14, precum şi în cadrul staţiei de descărcare 6 şi de încărcare 13, profilul laminat 9 se află la o distanţă "d" (fig.5.7 b) faţă de rolele antrenate 4 astfel aleasă, încât containerul 16 să se sprijine cu suprafaţa inferioară "c", cu întreaga sa greutate, pe rolele antrenate 4, asfel încât acestea să poată avea efect de frânare sau antrenare asupra containerului 16. In acest caz , rolele de rulare 17 nu mai preiau greutatea containerului, iar profilul laminat 9 are doar rol de ghidare al rolelor de rulare 17 şi a rolelor de ghidare 18. La trecerea containerelor 16 încărcate din zona de antrenare 14 în conducta de transport 1, sau din instalaţia de descărcare 6 în conducta de accelerare 7, containerul 16 se deplasează, antrenat fiind de rolele antrenate 4 şi trece în conductă, sprijinirea lui făcându-se acum pe profilul laminat 9, prin intermediul rolelor de rulare 17. In acest scop, distanţa "e" (fig.5.7 c), dintre nivelul superior al rolelor antrenate 4 şi nivelul inferior al interiorului conductei este aleasă astfel încât să permită această trecere a containerului 16 în conducta de transport.

Propulsia containerelor 16 în conductele 1,2,7 şi 10 se realizează cu ajutorul depresiunii create de ventilatoarele 23, care aspiră aerul cuprins în spațiul din conducte între containerele 16 aflate în mişcare şi clapetele mobile 24, vitezele containerelor 16 fiind diferite în conductele 1,2,7 sau 10, în funcție de debitul de aer pentru care sunt reglate ventilatoarele 23.

Funcționarea instalației prezentate are loc după cum urmează: în prealabil se execută încărcarea containerului 16 în cadrul stației de încărcare 13, după care, containerul 16 este scos din zona de încărcare cu ajutorul rolelor antrenate 4 şi este adus în zona de antrenare14, zonă în care i se controlează încărcarea corespunzătoare. In cazul în care încărcarea nu este făcută bine, containerul 16 poate fi oprit în această zonă, prin oprirea motoreductoarelor 5, ale rolelor antrenate 4. Din zona de antrenare 14, containerul 16 intră în conducta de transport 1, trecând de la sprijinirea cu suprafața inferioară “c” pe rolele antrenate 4 la sprijinirea cu rolele de rulare 17 pe fețele “a” si “b” ale profilului laminat 9. Containerul este propulsat în interiorul conductei de transport, datorită depresiunii create aici cu ajutorul ventilatorului 23 şi a clapetelor mobile 24.

Pentru a realiza un transport eficient cu un număr redus de containere, este necesar ca, în conducta de transport 1 să se obțină o viteză mare de transport, lucru care se obține folosind, pentru propulsia pneumatică, un debit de aer corespunzător de mare. Trecând în conducta 2 containerul îşi frânează mişcarea, ajungând la o viteză redusă datorită conductei de frânare 2, care urcă în pantă şi datorită faptului că în această conductă debitul de aer pentru propulsia pneumatică este reglat pentru viteză redusă. Ieşind din conducta de frânare 2, containerul 16 ia contact prin suprafața lui inferioară “c” cu rolele antrenate 4 ale zonei de antrenare 3, acesta capătă o viteză egală cu viteza periferică a rolelor antrenate 4 şi cu această viteză, care are o valoare redusă, intră in instalația de descărcare 6, unde se opreşte şi se descarcă.

După executarea descărcării, containerul 16 este introdus în conducta de accelerare 7, cu ajutorul rolelor antrenate 4 din cadrul acestei instalații. Rulând în continuare cu rolele 17 pe profilul laminat 9, containerul este accelerat până la o viteză care să-i permită să iasă din conducta de accelerare 7, să se deplaseze pe bucla 8 executată din profilul laminat 9 şi să intre în conducta de întoarcere 10, unde sub efectul propulsiei pneumatice capătă o viteză mare pentru întoarcere. Containerul 16, ieşind din conducta de întoarcere 10, se deplasează pe bucla 11 micşorându-şi viteza şi, după ce parcurge întreaga buclă, intră cu o viteză diminuată pe rolele antrenate 4 ale zonei de antrenare 12, căpătând o viteză egală cu viteza periferică a rolelor antrenate 4, ale zonei de antrenare 12, viteză cu care intră în instalația de încărcare, unde va fi oprit, încărcat şi expediat pentru începerea unui nou ciclu de transport.

Instalația prezentată prezintă următoarele avantaje:

- permite mărirea randamentului transportului, prin aceea că foloseşte un flux continuu de containere, eliminând timpii morți, provocați de manevrarea discontinuă a containerelor;

- rezolvă problema opririi la punct fix, în cadrul stațiilor de încărcare şi descărcare a containerelor, manevrarea lor în cadrul aceloraşi stații şi întoarcerea prin bucle în cadrul circuitului închis.

In figura 5.9 se prezintă o instalație pneumatică de transportat containere, destinată transportului cu propulsie a containerelor, folosind un singur tub de transport.

Sunt cunoscute instalații de transport pneumatic cu un singur tub, la care evoluția la capetele de încărcare şi descărcare a containerelor este realizată printr-o mişcare alternativă de du-te vino. Instalațiile au prevăzute macaze comandate, sisteme de frânare – oprire şi indexare la încărcare. Aceste instalații prezintă dezavantajul că necesită spații mari pentru încărcare şi pentru manevre.

Instalația prezentată in figura 5.9 este formată dintr-un tub 1, dotat cu căi de rulare 2. Tubul 1 are la un capăt al său o clapeta 3, ce poate obtura şi dezobtura tubul

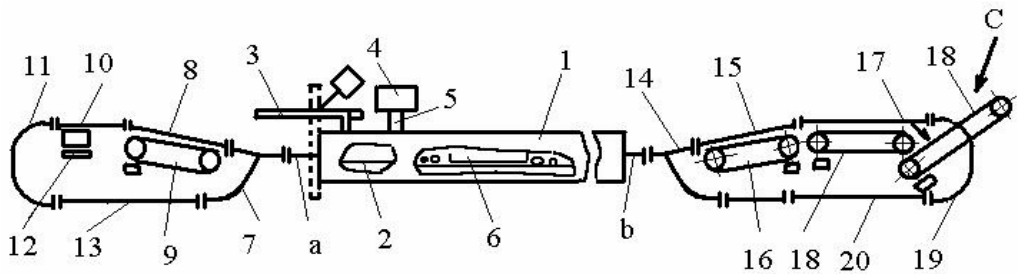


Fig. 5.9 Instalație pneumatică de transportat containere.

1, prevăzut cu un sistem de propulsie 4, care comunică cu tubul 1 printr-un racord 5, care permite refularea aerului în tubul 1, sau sucțiunea sa din tubul 1.

Căile de rulare 2 se continuă în exteriorul tubului 1 cu un tronson drept “a” de o lungime egală cu cea a unui container modul 6. După acest tronson drept “a” urmează un macaz fix 7, ce permite traseului căii de rulare 2 să urce pe un tronson înclinat 8, care este dotat cu un sistem de antrenare cu lanț 9. Urmează apoi un tronson 10 cu o altă înclinare, un tronson în curbă 11 dotat cu un sistem de frânare 12, după care urmează o racordare 13 la macazul fix 7. La celălalt capăt al tubului 1, calea de rulare 2 se continuă cu un alt tronson drept “b”, urmează un alt macaz fix 14, apoi un tronson urcător 15, care are un sistem de antrenare cu lanț 16. Urmează un tronson drept 17, asociat unei zone “c”, unde se face descărcarea. Zona “c” este dotată cu benzi rulante 18, pentru evacuarea materialului transportat. Tronsonul 17 se continuă cu un tronson curb 19 şi racordarea 20 la macazul fix 14. In timpul funcționării, garnitura de containere 6 se află în tubul 1, clapeta 3 este închisă, iar sistemul de propulsie 4 trage aerul din fața containerelor 6, determinând avansarea lor. La un moment dat, la apropierea de clapeta 3, aceasta se deschide, lăsând să treacă garnitura de containere 6 în exteriorul tubului 1, spre macazul 7. Garnitura 6 este cuplată cu sistemul de antrenare 9 şi se urcă pe tronsonul înclinat 8, moderându-şi totodată viteza.

In timp ce se deplasează pe pantă, garnitura de containere 6 poate fi încărcată din mers. In timp ce ultimul container 6 se mai află pe tronsonul înclinat 8, capătul garniturii se află undeva pe tronsonul înclinat 10 imediat după lanțul antrenor 9, asfel încât când ultimul container 6 a fost încărcat, acesta tinde să se deplaseze către macazul 7. Acest lucru însă nu se produce, datorită frânării prin fricțiune a

containerelor 6, cu ajutorul sistemului de frânare 12, care ține garnitura de containere 6 în așteptare, până ce garnitura următoare, care iese din tubul 1, se angajează pe tronsonul înclinat 8.

Când ultimul container al garniturii 6 următoare, care a ieşit din tubul 1, a trecut de macazul 7, sistemul de frânare 12 lasă să treacă garnitura de containere 6 încărcată. Aceasta se deplasează pe tronsonul înclinat 10, tronsonul în curbă 11, macazul 7 şi intră în tubul 1 prin clapeta 3 deschisă. După ce a intrat în tubul 1, clapeta 3 este închisă şi sistemul de propulsie 4 refulează aer în spatele containerelor 6 încărcate, determinând avansarea acesteia. După ce containerele 6 au străbătut tubul 1, se angajează pe tronsonul urcător 15, dotat cu sistemul de antrenare cu lanț 16, unde urmează descărcarea în zona de descărcare “c”, după care garnitura de containere 6 evoluează gravitațional spre macazul fix 14 şi, impicit spre tubul 1.

Instalația prezentată are următoarele avantaje

- asigură un flux continuu;
- are cost redus.

In figura 5.10 este prezentat un dispozitiv destinat propulsiei containerelor la instalațiile de transport prin conducte de tip monotubular, cu traseul înclinat în rampă.

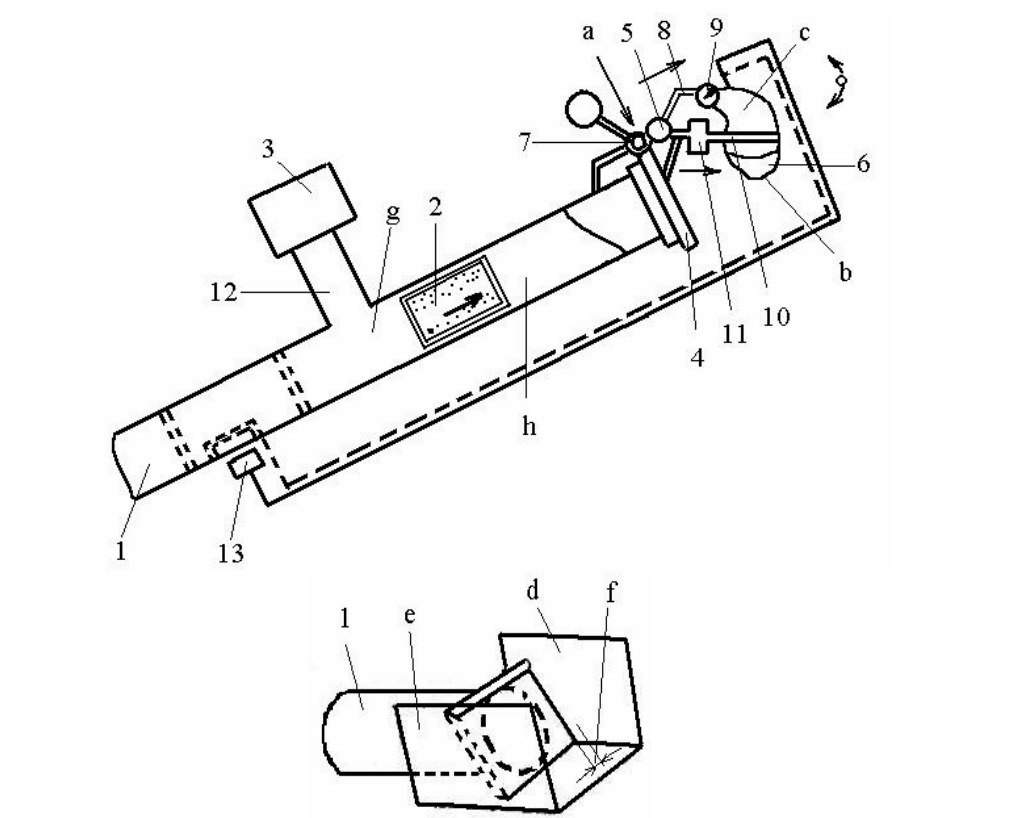


Fig. 5.10 Dispozitiv destinat propulsiei containerelor la instalațiile de transport prin conducte de tip monotubular, cu traseul înclinat în rampă.

Dispozitivul din figura 5.10 se compune din tubul 1 înclinat în rampă, în care circulă un container 2, la care este racordat un generator de sucțiune 3. La un capăt “a” al tubului 1 există o clapetă 4 articulată, care închide şi deschide tubul 1. De clapeta 4 sunt rigidizate recipientele 5 şi 6. Între recipientele 5 şi 6 există un racord 8 dotat cu un robinet manual 9 de tip drosel sau electrovalvă asociat cu o clapetă de reținere, ce implică curgerea lichidului din recipientul 5 spre recipientul 6. Intre recipientele 5 şi 6 mai există un racord tubular 10, dotat sau nu cu o clapetă de reținere 11, astfel încât fluidul aflat în rezervoarele 5 şi 6 să fie capabil să treacă numai de la recipientul apropiat 5 către recipientul depărtat 6, în sens invers.

In poziția de închidere a tubului 1 de către clapeta 4, fluidul este colectat în totalitate în recipientul depărtat 6. In această poziție clapeta 4 este aproape echilibrată ca distribuție de masă, având o uşoară tendință de închidere. În poziția de deschidere a tubului 1 de către clapeta 4, fluidul care s-a aflat în recipientul depărtat 6 într-o extremitate “b” inferioară a acestuia se va duce într-o extremitate “c” superioară a recipientului 5, astfel încât distribuția de masă să se modifice în sensul menținerii în poziție ridicata a clapetei 4, deci tubul 1 va fi deschis. Dar, datorită racordului 8 cu droselul sau electrovalva 9, fluidul va trece din recipientul depărtat 6 în recipientul apropiat 5 astfel încât, la un moment dat distribuția de masă este din nou modificată şi clapeta 4 tinde să se închidă. Fluidul nu mai poate ajunge înapoi spre recipientul 6 decât prin racordul 10 şi clapeta de reținere 11. Intre clapeta 4 şi suprafețele laterale “d” şi “e” asociate tubului 1 există un joc “f”.

Modul de funcționare al dispozitivului este următorul: containerul 2 înaintează datorită sucțiunii dintr-o zonă “a” către clapeta 4. La un moment dat trece de un racord 12 al generatorului de sucțiune 3 şi începe să comprime aerul dintr-o zonă “h”, dintre containerul 2 şi clapeta 4 închisă, astfel încăt clapeta 4 începe să fie deschisă. Rotația clapetei 4 determină deplasarea fluidului aflat la extremitatea inferioară “b” a recipientului 6, în extremitatea sa superioară “c”, asfel încât clapeta 4 tinde să rămână deschisă datorită noii distribuții de masă realizată. Totodată fluidul caută să curgă în recipientul 5 apropiat de articulația “a” a clapetei 4, astfel încât după un timp prin droselul sau electrovalva 9 se scurge o cantitate suficient de mare de fluid pentru a se realiza o nouă distribuție de masă ce determină închiderea clapetei 4, care închizându-se determină fluidul să-şi recapete poziția inițială în recipientul 6 şi ciclul se repetă.

Semnalul de deschidere a electrovalvei 9 poate fi dat de un sesizor de poziție 13 sau viteză, aflat fie pe containerul 2, fie pe tubul 1. Deasemenea, prin reglarea droselului 9 se pot realiza timpi de reținere a clapetei 4, oricât de mari.

Dispozitivul prezentat are următoarele avantaje:

- prezintă siguranță în funcționare;
- are fiabilitate mare.

In figura 5.11 este prezentată o instalație pentru descărcarea containerelor dintr-un sistem aero - depresiv, folosit pentru descărcarea materialelor în vrac.

Instalația cuprinde un lanț 1, prevăzut cu zale agățătoare 2, care agață un cârlig 3, fixat pe un ultim container 4. Containerele sunt cuplate între ele şi formează o garnitură, care rulează pe o şină 5 în pantă, aflată deasupra lanțului 1, în afara tuburilor

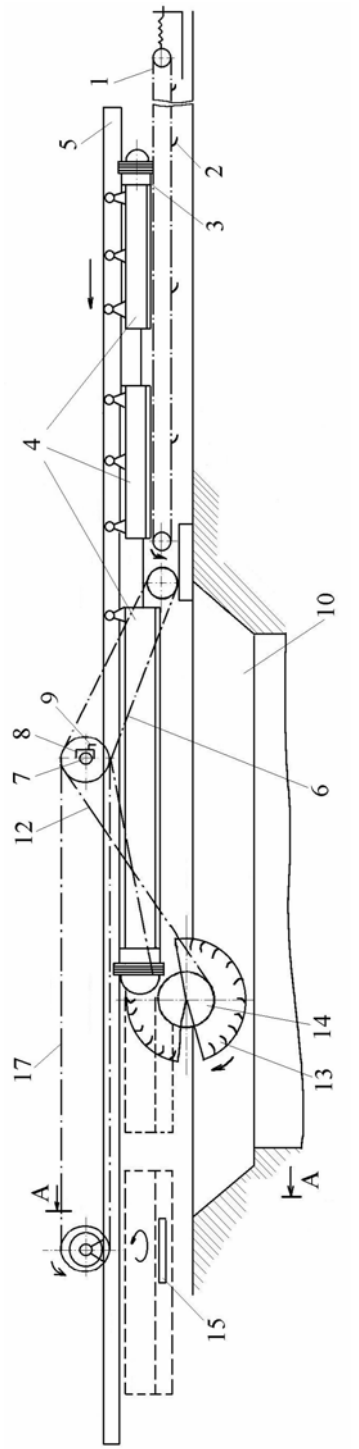
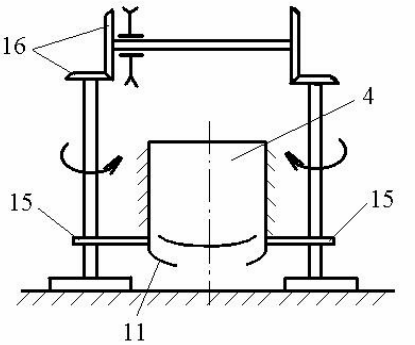


Fig. 5.11 Instalație pentru descărcarea containerelor



Secțiunea **A-A**

aero - depresive tur-retur, la capătul traseului lor. Numărul containerelor va fi sincronizat cu viteza acestora prin tub. Pe arborele 7 este montat un opritor 8, a cărui mişcare este sincronizată cu viteza de înaintare a containerelor 4. Opritorul 8 acționează o pârghie 9, existentă pe fiecare container 4 şi când acesta a ajuns deasupra unui buncăr de descărcare 10, opritorul 8 acționează pârghia 9, care asigură deschiderea unor uşi 11 ale containerului 4. Prin acestea materialul se descarcă în buncărul 10. Arborele 7, prin intermediul altui lanț 12, acționează în rotație o freză 13, montată pe un alt arbore 14, aflat sub containerele 4, care curăță materialul din containerul 4 deschis. Clapetele 11 sunt apoi închise cu ajutorul unor came 15, acționate de o transmisie 16, care primeşte mişcarea sincronizată de deplasare a containerelor 4 de la lanțul 1. Procesul se repetă periodic pentru celelalte containere 4, permițând descărcarea automată a lor.

Instalația prezentată are următoarele avantaje:

- asigură descărcarea automată a containerelor;
- permite folosirea containerelor la transportul oricărui fel de material.

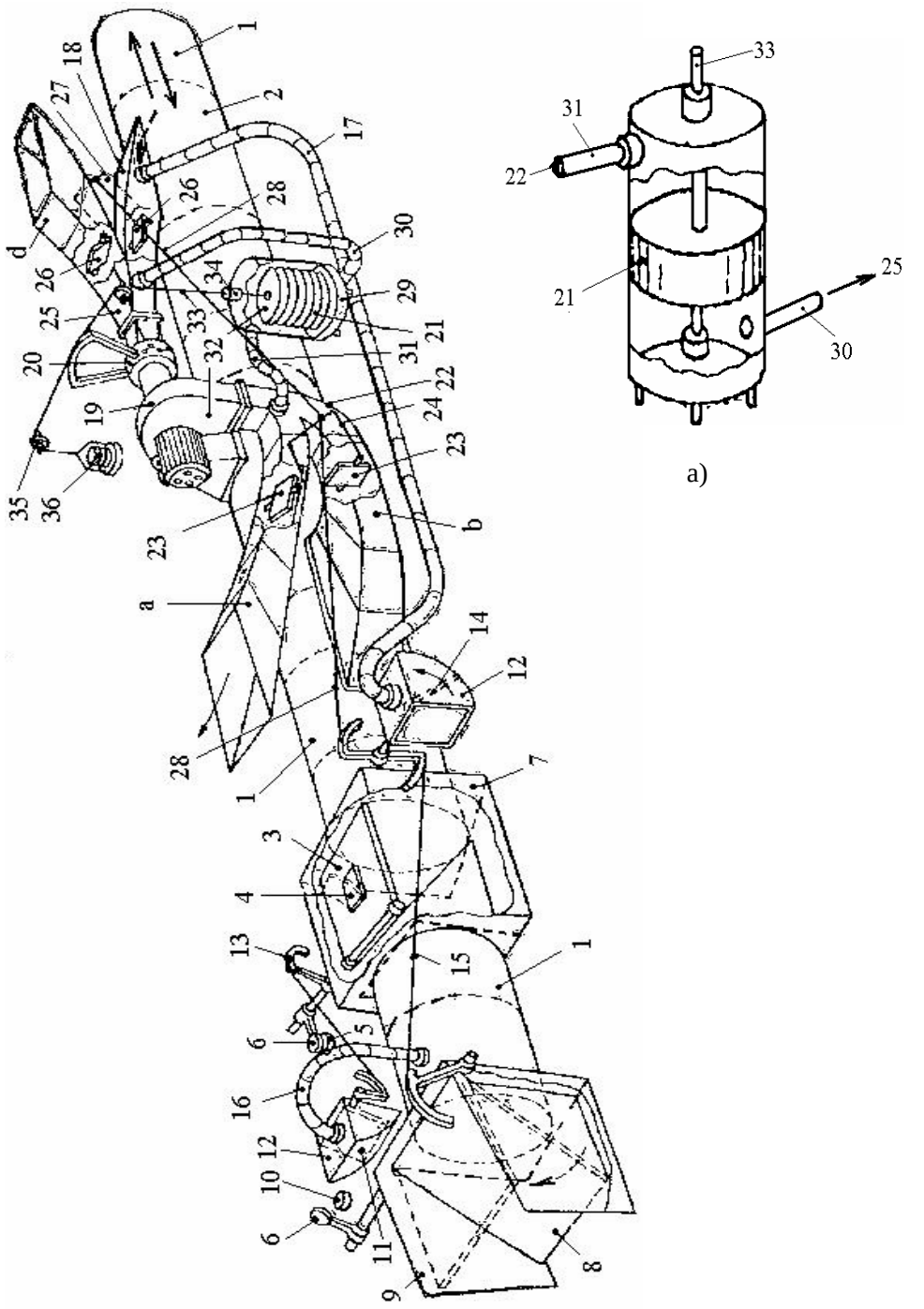


Fig. 5.12 Instalație pneumatică de propulsie pentru transport containerizat.

In figura 5.12 este prezentată o instalație pneumatică de propulsie pentru transport containerizat, folosită în sisteme de transport aerodrepresive monotubulare de mare capacitate.

Instalația cuprinde un tub de propulsie 1, prin care circulă containerele 2. Tubul este prevăzut cu o clapetă de presiune 3, care se deschide spre interiorul său, având montată pe suprafața ei o clapetă supapă 4, executată din cauciuc. Clapeta 4 se deschide spre interiorul tubului 1, lăsând aerul să treacă prin clapeta 3 în interiorul acestuia. Clapeta 3 este menținută în poziție orizontală de un electromagnet 5, fiind echilibrată de o contragreutate 6, astfel încât aceasta să aibă tendința ușoară de cădere. Clapeta 3 se mişcă în interiorul unei capote 7 care are forma unei cutii, iar clapeta de sucțiune 8 are deschiderea spre exteriorul tubului 1, fiind prevăzută cu o capotă 9 de captare. Clapeta 8 este dotată la rândul său cu o contragreutate 6 de echilibrare şi cu un electromagnet 10 de reținere a ei pe capul de cursă. Clapeta 3 este comandată de o clapetă 11, montată într-o capotă 12, care are suprafața activă mai mică decât a acesteia. Legătura dintre clapetele 3 şi 11 este făcută prin intermediul unui mecanism 13.

Instalația include o servoclapetă de sucțiune 14, dispusă într-o capotă 12 ce comandă clapeta de sucțiune 8, cu suprafața activă mai mică decât suprafața acesteia. Legătura între clapetele 8 şi 14 este făcută prin intermediul unui mecanism 15. Capota 12 a clapetei 11 este racordată cu interiorul tubului 1, printr-un racord tubular 16. Capota 12 a clapetei 14 este racordată prin intermediul unui racord tubular 17, la un alt racord 18 de sucțiune al unui ventilator 19, racord care este branşat la tubul 1, astfel încăt aerul absorbit sa treacă prin el.

Ventilatorul 19, centrifugal, este dotat cu un dispozitiv de reglare axial 20, de tip cu palete radiale reglabile, dispozitiv ce este acționat de un burduf 21 cu cilindru piston. Ventilatorul 19 este prevăzut pe refulare, cu o tubulatură de refulare 22 de tip pantalon, având brațele “a” şi “b”, unul din braţe “a” îndreptat spre atmosferă. Pe ambele racorduri sunt amplasate nişte clapete de refulare 23, astfel încât atunci când cea asociată atmosferei este deschisă, cealaltă este închisă. Legătura dintre clapete este realizată prin intermediul mecanismului 24. Deasemenea pe aspirația ventilatorului 19 există o tubulatură de sucțiune 25 cu două ramificații, o ramificație “c” spre racordul 18 de sucțiune, iar cealaltă ramificație “d”, în legătură cu atmosfera. Pe ambele ramificații există clapete – fluture de sucțiune 26, asfel plasate încât atunci când una este în poziția închis, cealaltă este în poziția deschis, legătura între ele fiind făcută cu un mecanism 27 gen pârghie, cablu, lanț etc.

De asemenea, mecanismele asociate clapetei 8, servoclapetei 14, clapetelor 23 şi clapetelor 26 sunt legate între ele printr-un alt mecanism 28 de gen cablu, astfel

încât comutarea în sus a servoclapetei 14 să implice comutarea în sus a clapetei 8, punerea ventilatorului 19 pe refulare în tubul 1 în loc de atmosferă.

De asemenea, când comutarea clapetei 8 se face în jos, servoclapeta 14 cade, comutând clapetele 23 de refulare şi clapetele 26 de sucţiune, astfel încât ventilatorul 19 să fie în comunicaţie cu tubul 1 pe sucţiune şi în comunicare cu atmosfera, pe refulare.

Instalaţia mai cuprinde o capotă etanşă 29, în care acţionează un burduf sau un piston 21. Interiorul burdufului 21este conectat printr-un racord tubular 30, în zona de bifurcaţie a tubulaturii de sucţiune 25, în spaţiul dintre clapetele 26 şi dispozitivul de reglaj 20. Capota 29 este în legătură, printr-un racord tubular 31, cu zona de bifurcaţie 22. Burduful 21 este limitat la capete de nişte discuri 32 rigide, cel inferior fiind fixat de capota 29, iar de cel superior este prins un cablu 33 ce trece printr-o bucşă de etanşare 34, în exteriorul capotei 32. Cablul este legat de dispozitivul de reglare 20, prin intermediul unui mecanism 35 cu o contragreutate de revenire 36.

Atunci când în tubul 1 circulă containere şi interiorul burdufului 21 este pus sub sucţiune, iar exteriorul, respectiv capota 29 este pusă în comunicaţie cu atmosfera, burduful 21 se strânge şi determină deschiderea dispozitivului 20. Când în tubul 1 circulă containere, iar capota 29 este sub presiune şi interiorul burdufului 21 este pus în comunicaţie cu atmosfera, burduful 21 se strânge determinând deschiderea dispozitivului 20. Când în tubul 1 nu sunt containere, dispozitivul 20 se închide sub influenţa unei contragreutăţi 36.

Modul de funcţionare al instalaţiei este următorul: la început clapeta de sucţiune 8 închide tubul 1, clapeta de presiune 3 este deschisă, ventilatorul 19 fiind pornit. Se face prima lansare de containere cu propulsie pe sucţiune. Mecanismele de legătură 15 şi 28 comută clapetele 23 şi 26 pentru a permite sucţiunea containerelor în tubul 1. Containerele întră în tubul 1 din amonte. Odată intrate în tubul 1, containerele trimit unde de presiune care ajung spre dispozitivul 20, determinând după câteva secunde mărirea depresiunii în tubul 1. Dispozitivul 20 se comută în poziţia deschis sub acţiunea burdufului 21, care se deplasează spre bază sub acţiunea forţelor de sucţiune. In tubul 1 se stabileşte depresiunea de propulsie care determină ridicarea clapetei 3 şi reţinerea ei de către electromagnetul 5. După ce trenul de containere a trecut de racordul 18, burduful 21 este eliberat de acţiunea fortelor de depresiune şi contragreutatea 36 închide dispozitivul de reglare. Intre timp, trenul de containere iese în exterior pentru încărcare – descărcare şi un alt tren de containere intră in tubul 1, de data aceasta de la stânga la dreapta, clapetele 3 şi 8 fiind deschise. Un container determină, printr-un sesizor plasat convenabil, dezexcitarea electromagnetului 5 al clapetei 3 de presiune, care cade obturând tubul 1.

Clapetele fluture 23 şi 26 fiind deja comutate pe presiune, în sensul propulsiei, trenul de containere înaintează sub influența presiunii spre capătul din dreapta tubului 4. Aproape în acelaşi timp, capota etanşă 29 a burdufului 21 este în legătură cu presiunea, iar spațiul interior ale acestuia este în legătură cu atmosfera, astfel încât dispozitivul de reglare 20 se deschide complet, determinând propulsarea trenului de containere. La un moment dat, trenul de containere iese din tubul 1, în care practic nu mai este presiune şi contragreutatea 36 închide dispozitivul de reglare 20. In timp ce trenul de containere fiind ieşit din tubul 1 îşi face fluxul tehnologic, un alt tren de containere intră prin capătul din dreapta şi determină printr-un sesizor, dezexcitarea electromagnetului 10 al clapetei 8, care cade închizând tubul 1, comutând clapetele –fluture 23 şi 26 în poziția de sucțiune. Sucțiunea creşte în tubul 1 până când acționează servoclapeta 12 de presiune, care la rândul ei ridică clapeta 3 de presiune în poziție orizontală, unde este reținută de electromagnetul 5. Totodată dispozitivul de reglare 20 este comutat în poziția deschis, determinând transferarea întregii capacități de sucțiune a ventilatorului 19 trenului de containere, ciclul fiind astfel continuat.

Instalația pneumatică de propulsie pentru transport containerizat prezintă următoarele avantaje:

- asigură transportul în dublu sens, dus şi întors în acelaşi tub, funcționând pe depresiune sau pe presiune;
- elimină mecanismele electohidraulice şi mecanice de deschidere a clapetelor;
- elimină sesizoarele şi releele automate de pornire;
- funcționează zi şi noapte, continuu, fără supraveghere în zone îndepărtate.

6. Echipamente specifice instalațiilor de transport pneumatic

După cum se constată din schemele prezentate, o instalație de transport pneumatic are în componența sa următoarele echipamente:

- maşina pneumatică, care are rolul de a crea diferența de presiune în conducte, constituind partea importantă a instalației;
- alimentatorul, care are rolul de a efectua amestecul aer - material şi de a-l dirija în conducta de transport (constructiv acesta diferă de la o instalație la alta);
- separatorul, care separă la destinație materialul transportat de aer, după principiul de funcționare pot fi gravitaționale sau inerțiale (cicloane);
- filtrul, care purifică aerul ce a transportat materialele de orice particule şi-l redă atmosferei curat, sau este utilizat pentru alimentarea maşinii pneumatice; se utilizează filtre umede sau uscate, cele uscate (filtre cu saci) fiind frecvent utilizate;
- închizătoarele, care sunt folosite pentru închiderea părților inferioare ale separatoarelor şi cicloanelor, dar şi pentru evacuarea materialului depus;
- conductele, care transportă amestecul aer – material.

6.1 Maşina pneumatică

In instalațiile de transport pneumatic, maşinile pneumatice sunt maşini de forță care convertesc energia mecanică primită (moment, turație) în energie pneumatică (presiune, debit). După modul în care părțile componente ale maşinii pneumatice acționează asupra masei de aer pe care o comprimă, se împart în trei grupe:

- maşini care lovesc curentul de aer, comprimarea aerului în aceste maşini se produce ca urmare a modificării vitezei de circulație, aceste maşini caracterizându-se printr-o acțiune neîntreruptă a rotorului cu palete asupra curentului de aer ;

- maşini care rotesc curentul de aer, comprimarea curentului de aer se produce în interiorul maşinii sau spre evacuare, ca urmare a modificării spațiului închis între rotorul care se învârte şi stator (partea fixă a maşinii);

- maşini care deplasează axial curentul de aer, comprimarea aerului se produce în spațiul de lucru al cilindrului, ca urmare a modificării volumului său la deplasarea pistonului.

După mărimea presiunii create, maşinile pneumatice pot fi :

- ventilatoare, maşini pentru producerea aerului sub presiune până la $0{,}2.10^5$ N / m^2;
- suflante, maşini pentru producerea aerului la presiuni de $(0{,}1\text{-}3).10^5$ N / m^2;
- compresoare, maşini care furnizează aer la presiuni de 3.10^5 N / m^2;
- pompe de vacuum, maşini care creează vacuum înaintat.

6.1.1 Maşini pneumatice cu rotoare cu palete

Aceste maşini pneumatice fac parte din categoria maşinilor în care curentul de aer este lovit de paletele rotorului. Ele pot fi centrifuge sau axiale, putând funcționa ca ventilatoare, suflante sau compresoare, în funcție de presiunile sau debitele realizate. Intre aceste tipuri de maşini nu există deosebiri esențiale constructive sau funcționale. Astfel ventilatoarele au o singură treaptă de comprimare (rotor), care realizează presiuni până la $0{,}2.10^5$ N / m^2. Turbosuflantele au rotorul compus din 3 - 5 rotoare individuale şi realizează presiuni de $(0{,}1 – 3).10^5$ N / m^2. Turbocompresoarele pot avea până la 16 rotoare înseriate, realizând presiuni mai mari de 3.10^5 N / m^2, ce pot ajunge la $(8 – 9).10^5$ N / m^2.

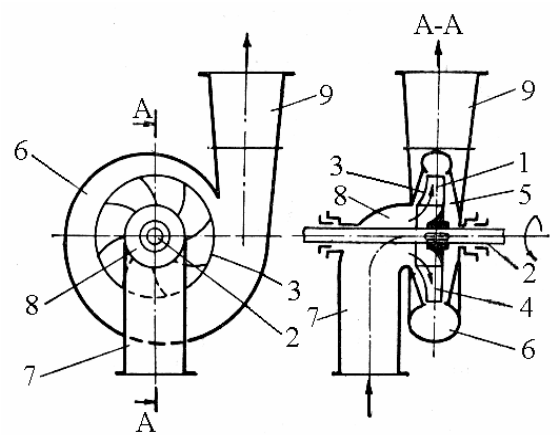


Fig. 6.1 Maşină centrifugă cu o treaptă de comprimare.

O maşină centrifugă cu o treaptă de comprimare este prezentată schematic în figura 6.1. Ea se compune din două părți: partea rotativă, numită rotor şi partea staționară, numită stator. Rotorul se compune din discul 1, montat cu pană pe arborele 2, şi discul 3 între care sunt fixate paletele 4. Arborele 2 şi deci întregul rotor se rotesc cu viteză de rotație mare, până la 3000-3600 rotații / minut. Statorul se compune din carcasa 5 şi colectorul 6, care este un canal periferic de

secțiune crescătoare în sensul de rotație al rotorului. Aerul este aspirat prin conducta de aspirație 7 şi introdus axial în rotor prin orificiul de intrare 8, numit distribuitor, iar evacuarea aerului se face periferic prin difuzorul 6 şi conducta de refulare 9. Paletele rotorului pot avea diferite înclinări (curburi), determinând caracteristicile maşinii. Astfel paletele pot fi curbate față de raza rotorului şi sensul de rotire al acestuia înainte, radial sau înapoi (fig.6.2). Inclinarea paletelor se măsoară prin unghiul de ieşire al acestora β_2 (între tangenta la rotor la muchia exterioară a paletei şi direcția paletei), care în cele trei cazuri are valorile din figură.Valoarea presiunii realizată de o maşină cu un singur rotor este limitată în general la $0{,}2.10^5$ N / m^2, datorită faptului că rezistența mecanică a materialului din care este executat rotorul limitează viteza periferică a acestuia (la diametrul exterior) la 150-200 m / s (maxim 240 m / s, la execuții foarte îngrijite). In limitele admisibile ale vitezei periferice, se urmăreşte creşterea turației rotorului, în scopul asigurării unui diametru cât mai redus al acestuia şi deci al întregii maşini.

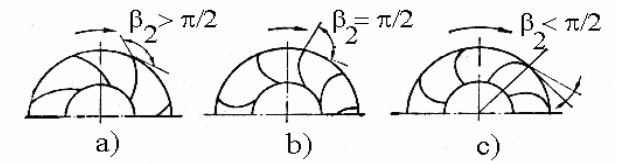


Fig. 6.2 Variante constructive de rotoare.

Pentru realizarea presiunilor mari necesare, turbomaşinile au mai multe rotoare, cuplate în serie pe acelaşi arbore, realizându-se astfel rotoare de mare presiune. De asemenea pentru mărirea debitului se cuplează în paralel pe acelaşi arbore, două rotoare de mare presiune, maşina având aspirație şi refulare bilaterale.

In figura 6.3 este prezentată o secțiune printr-o turbosuflantă cu trei trepte. In timpul antrenării rotorului, aerul pătrunde prin orificiul 1, în spațiul 2 dintre paletele rotorului şi sub acțiunea forței centrifuge este împins către periferie. Din rotor aerul este eliminat în difuzorul 3, care uneori se execută cu palete de dirijare. Din difuzor aerul pătrunde în zona de întoarcere 4, ale cărei palete servesc pentru schimbarea cu 180^0 a direcției curentului de aer, asigurând astfel intrarea aerului în rotorul treptei următoare. Trecând astfel prin trei nivele de lucru, aerul este eliminat din maşină prin gura de evacuare 5. Presiunea axială se echilibrează (egalizează) cu ajutorul pistonului de descărcare 6, montat după ultimul rotor, în direcția de deplasare a aerului prin maşină. Din dreapta pistonului acționează aerul comprimat în ultima treaptă, iar cavitatea din stânga pistonului este legată printr-o conductă cu orificiul de admisie 1.

La trecerea aerului din treaptă în treaptă, volumul aerului se micşorează, astfel dimensiunile rotorului cu palete nu sunt aceleaşi. Rotorul turbosuflantei se execută din oțeluri de aliere. Pentru a se evita scurgerea aerului între trepte în locul unde părțile

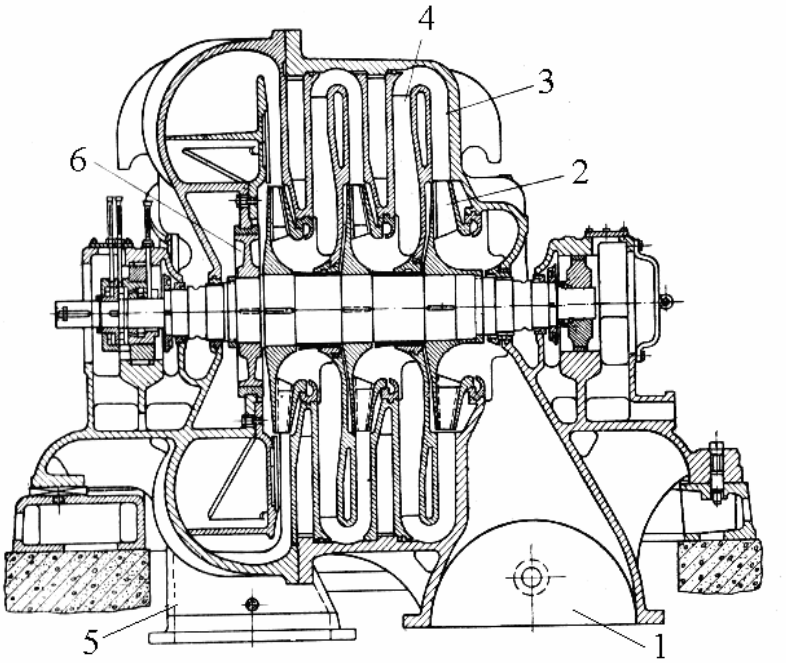


Fig. 6.3 Turbosuflantă cu trei trepte.

care se mişcă vin în contact cu cele care nu se mişcă, se realizează etanşări tip labirint. Lagărele turbosuflantei sunt unse cu ajutorul unor inele de ungere sau cu ajutorul unei pompe. Pentru a se evita uzura rapidă a părților componente , aerul trebuie să fie foarte bine curățat de impurități.

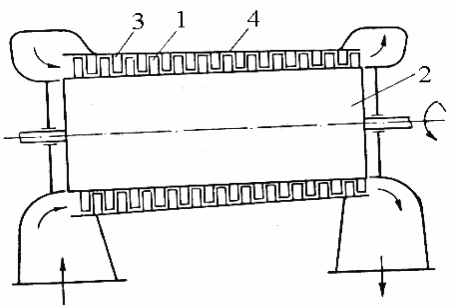


Fig. 6.4 Turbomaşină axială.

Turbomaşinile axiale se utilizează pentru debite mari, peste 1500 m^3 / min. In figura 6.4 este prezentată în principiu, construcția unei astfel de maşini. Paletele 1 ale rotorului 2, sub formă de elice aspiră aerul axial si-l refulează între paletele 3 ale statorului 4. Aerul parcurge în suflantă un traseu elicoidal, fiind evacuat de asemenea axial. Față de suflantele centrifuge, suflantele axiale se caracterizează prin următoarele: randament mai redus; realizează debite mai mari şi presiuni mai reduse; necesită viteză de rotație foarte mare, de aproximativ 6000 – 7000 rotații / minut; domeniul de regim stabil este mai redus decât în cazul suflantelor centrifuge.

Ventilatoarele şi suflantele, având până la trei trepte de comprimare, nu sunt prevăzute cu dispozitive de răcire a aerului, deoarece încălzirea acestuia în timpul comprimării la presiuni reduse nu este mare, iar economia de lucru mecanic obținută prin răcire este neglijabilă. Maşinile cu mai multe trepte de comprimare sunt răcite în general cu apă, prin răcire interioară (circuite de răcire în carcasă) sau exterioară (utilizând răcitoare de diverse tipuri). Prin răcire se asigură presiuni ridicate şi se reduce lucrul mecanic de comprimare.

Acționarea maşinilor centrifuge se poate face cu motoare cu ardere internă, motoare electrice, turbine. In mod frecvent sunt utilizate motoarele electrice, care în anumite condiții pot asigura o viteză de rotație variabilă. Suflantele mici şi ventilatoarele sunt acționate cu motoare asincrone trifazate cu rotor bobinat sau în scurt circuit. Primele permit reglarea continuă a vitezei de rotație în limitele ± 20%, iar la celelalte reglarea vitezei de rotație se face discontinuu, în mai multe trepte, prin varierea numărului de poli. Pentru suflantele mari se utilizează grupuri speciale de acționare, formate din mai multe maşini electrice cuplate în cascadă, sau acționarea cu turbine cu abur sau cu gaze.

Maşinile centrifuge se cuplează direct la maşinile de acționare, sau dacă este necesar pentru mărirea vitezei de rotație, cuplarea se face printr-o transmisie cu raport de transmitere subunitar.

6.1.2 Maşini pneumatice rotative

In figura 6.5 este prezentată o secțiune printr-o maşină pneumatică cu pistoane rotitoare profilate 2, ce se rotesc în sens invers în carcasa 1, angrenându-se etanş, astfel încât în timpul rotirii nu se ating unul cu altul, jocul dintre pistoane, respectiv pistoane – carcasă, fiind 0,3- 0,5 mm. La rotirea pistoanelor , aerul după ce a pătruns prin orificiul de admisie 3, completează spațiul 5, unde este comprimat ca urmare a rotației pistoanelor şi împins către orificiul de evacuare 4. Construcțiile obişnuite realizează presiuni de $0{,}3.10^5$ N/ m^2, la o viteză de rotație a pistoanelor de 200 – 400 rot. / min. şi un

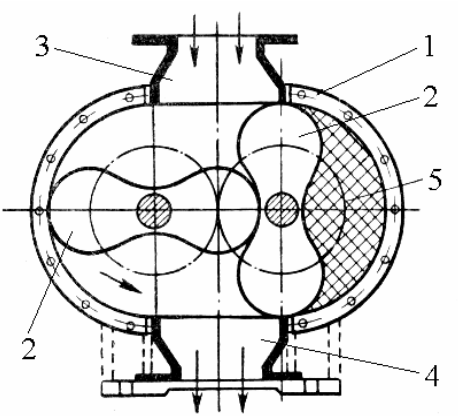


Fig. 6.5 Compresor cu rotoare profilate.

randament total de 0,5. O asemenea maşină pneumatică care creează presiune prin comprimarea volumului de aer, poate fi numită compresor cu rotoare profilate.

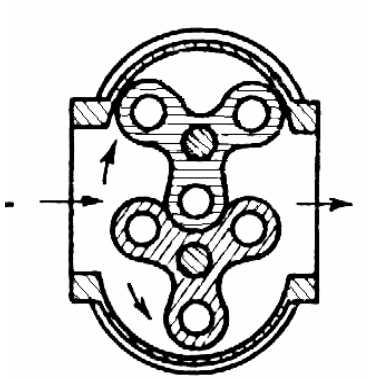


Fig. 6.6 Compresor cu rotoare cu trei lobi.

O altă construcţie de compresor cu rotoare profilate este prezentată în figura 6.6. Cele două rotoare sunt identice şi sunt prevăzute cu trei lobi, care angrenează între ei întocmai ca dinţii roţilor unui angrenaj. Volumul de aer cuprins între lobii rotoarelor şi carcasă este transportat de la conducta de aspiraţie la conducta de refulare. Există numeroase construcţii de compresoare cu rotoare profilate, care se deosebesc prin cinematica mecanismului de mişcare al rotoarelor, prin forma acestora şi prin modul de angrenare. Compresoarele cu rotoare profilate nu au elemente de etanşare, etanşarea obţinându - se prin jocul între rotoare şi între rotoare şi carcasă, care trebuie menţinut în timpul rotirii. Acest joc de care depinde în mod exclusiv funcţionarea compresorului nu depinde numai de precizia de prelucrare, ci şi de eventualele dilatări ale pieselor, datorită încălzirii. Compresoarele cu rotoare profilate realizează presiuni de circa 2.10^5 N / m^2.

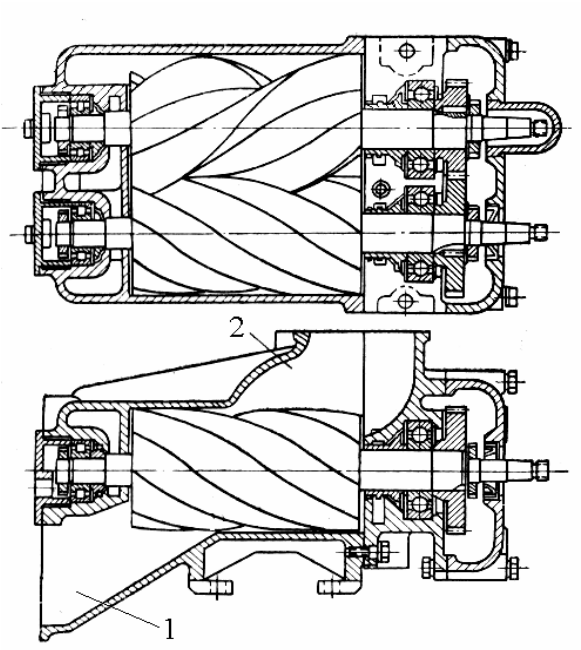


Fig. 6.7 Compresor cu rotoare elicoidale.

In figura 6.7 este prezentat un compresor cu rotoare elicoidale, care se compune din două rotoare, care angrenează între ele întocmai ca în cazul compresoarelor cu rotoare profilate, cu deosebirea că secţiunile profilate ale celor două rotoare au generatoarele de formă elicoidală. In felul acesta între rotoare şi carcasă iau naştere volume închise, care în timpul rotirii se deplasează în direcţia axelor rotoarelor. Conductele de aspiraţie 2 şi de refulare 1 sunt amplasate pe

capacele frontale ale carcasei. Simultan cu deplasarea, volumele închise între rotoare şi carcasă se micşorează, ca urmare a angrenării celor două rotoare se produce o comprimare progresivă a aerului. Acest compresor de asemenea nu are elemente de etanşare, aceasta realizându-se prin jocuri mici şi injecție abundentă de ulei, care trebuie recuperat la ieşirea din compresor.

Compresoarele elicoidale se construiesc cu unu sau două etaje, pentru presiuni de (1-10).10^5 N / m^2 şi debite de 700-8000 m^3 / h. Aceste compresoare necesită o precizie ridicată de fabricație, iar tehnologia de fabricație a rotoarelor este destul de complicată.

Compresorul cu lamele, prezentat în figura 6.8, este un compresor rotativ, care se compune dintr-o carcasă 2, în interiorul căreia se roteşte rotorul cilindric 1, aşezat excentric în carcasă şi prevăzut cu lamele radiale culisante 3. Volumul spațiului cuprins între două lamele succesive carcasă şi rotor 4, variază în cursul unei rotații datorită excentricității. Astfel la mărirea volumului, acest spațiu este pus în legătură cu conducta de aspirație 5, iar la micşorarea volumului este pus în legătură cu conducta de refulare 6. Lamelele sunt împinse către suprafața carcasei datorită forțelor centrifuge care iau naştere în timpul rotirii. Pentru reducerea uzurii, frecarea importantă care ia naştere între lamele şi carcasă trebuie redusă printr-o ungere abundentă. La ieşirea aerului comprimat din compresor, acesta trebuie să treacă printr-un separator eficace, care să rețină uleiul.

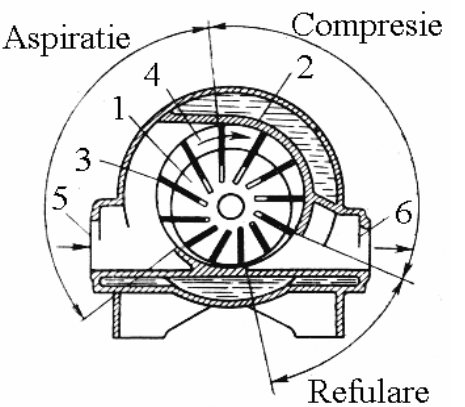


Fig. 6.8 Compresor rotativ cu lamele

Compresoarele cu lamele realizează presiuni de (0,3 - 8).10^5 N / m^2 şi debite de la 200 la 6000 m^3 / h. Avantajele acestor compresoare constau în lipsa supapelor (organe sensibile care se defectează uşor), regularitatea debitului de aer, regularitatea cuplului de antrenare.

Dezavantajele constau în necesitatea unei execuții precise, existența unei frecări relativ ridicate între palete şi rotor.

In figura 6.9 este prezentată o pompă de vacuum cu răcire circulară cu apă. Rotorul 1 executat cu palete, se învârte excentric în statorul 2 umplut cu apă. La mişcarea rotorului apa acoperă suprafața interioară a statorului în straturi cu grosimi determinate. Totodată între suprafața stratului de apă ce aderă la stator şi butucul

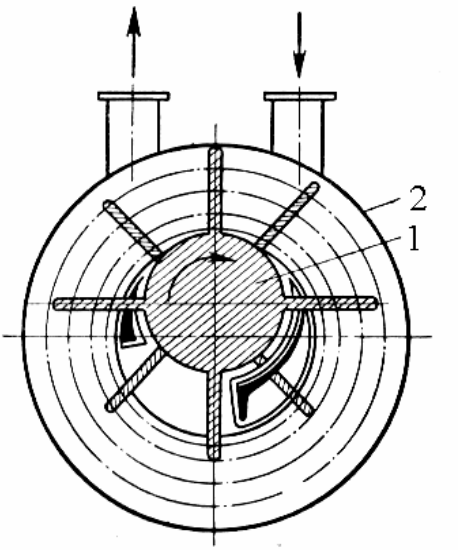


Fig. 6.9 Pompă de vacuum.

rotorului se formează un spațiu vidat sub formă de seceră. Dacă se fac două fante în peretele capacului lateral (forma fantelor marcată cu negru pe desen), atunci prin fanta din dreapta, aerul va intra în pompă, iar prin cea din stânga, aerul comprimat va ieşi din maşină. In timpul funcționării pompei se produce frecarea paletelor cu apa şi a apei de peretele statorului, consumându-se o cantitate mare de energie, motiv pentru care randamentul acestor pompe este 0,4-0,45.

Pentru o funcționare normală a pompei, apa de răcire trebuie recirculată continuu; temperatura apei la intrare în pompă trebuie să fie astfel încât la ieşirea din pompă, aceasta să nu de păşească 30^0 C. Pentru menținerea nivelului necesar de apă în stator şi pentru separarea apei de aerul care iese din pompă, în apropierea pompei se instalează un rezervor cu apă în care se introduce conducta de refulare a pompei.

6.1.3 Maşini pneumatice cu pistoane

Această categorie de maşini se utilizează în instalațiile de transport pneumatic, ca pompe de vacuum sau compresoare. Avantajul maşinilor pneumatice cu piston constă în independența productivității lor de pierderile de presiune din rețea. Ele se utilizează, în principal, în instalațiile de transport pneumatic cu refulare. In cazul utilizării lor în instalațiile pneumatice cu absorbție, trebuie asigurată curățirea aerului de impurități, pentru a evita uzura cilindrului.

Compresorul cu piston se compune dintr-un cilindru în care se află un piston acționat în mişcare alternativă de către un mecanism bielă manivelă. El se caracterizează prin faptul că volumul spațiului creat în piston în cursa de aspirație este constant la fiecare cursă, dar volumul aerului aspirat depinde de mărimea spațiului vătămător, precum şi de calitatea supapelor. In funcție de rolul pe care - l au supapele pot fi de aspirație sau de refulare. Aerul aspirat este comprimat de piston până la atingerea presiunii din recipient sau din conducta de refulare, când supapa de refulare se deschide, de obicei automat şi aerul comprimat este refulat din cilindru.

Din punct de vedere teoretic, presiunea finală nu este limitată decât de mărimea spațiului vătămător. In cazul limită, pentru anumite valori ale presiunii de refulare şi ale mărimii spațiului vătămător, compresorul încetează să mai aspire aer şi deci să mai debiteze.

Datorită faptului că sunt prevăzute cu un mecanism bielă manivelă, compresoarele cu piston dezvoltă forțe de inerție neechilibrate care sunt transmise fundației pe care sunt montate. Totuşi, prin construirea unor compresoare cu mai mulți cilindri, se pot reduce forțele neechilibrate, ceea ce permite mărirea turației şi realizarea unor compresoare cu gabarite reduse.

De obicei compresoarele se construiesc cu un etaj pentru presiuni de refulare până la $3{,}5.10^5$ N / m^2; cu două etaje până la $15.\ 10^5$ N / m^2; cu trei etaje până la 10^7 N / m^2.

In figura 6.10 este prezentat principiul de funcționare al unei maşini pneumatice cu piston cu dublu efect :

1 - supapă de emisie a aerului comprimat la deplasarea pistonului în stânga;

2 - supapă de intrare a aerului la deplasarea pistonului în dreapta;

3 - supapă de emisie a aerului comprimat la deplasarea pistonului în dreapta;

4 - supapă de intrare a aerului la deplasarea pistonului în stânga.

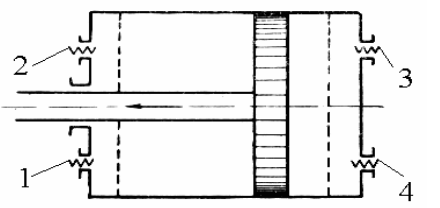


Fig. 6.10 Maşină pneumatică cu piston cu dublu efect.

Un compresor cu piston cu o singură treaptă de comprimare, are schema de principiu din figura 6.11 (varianta “a” monocilindric, varianta “b” cu doi cilindri în linie). In cilindrul 1 se deplasează rectiliniu alternativ pistonul 2, acționat prin intermediul tijei sale 3 de arborele cotit 4 acționat de un motor electric sau cu ardere internă. Aerul este aspirat din conducta de aspirație 9, la cursa în jos a pistonului, prin supapa de aspirație 5 şi refulat în conducta de refulare10, la cursa în sus a acestuia, prin supapa de refulare 6. Arborele este cuplat la motor direct sau prin

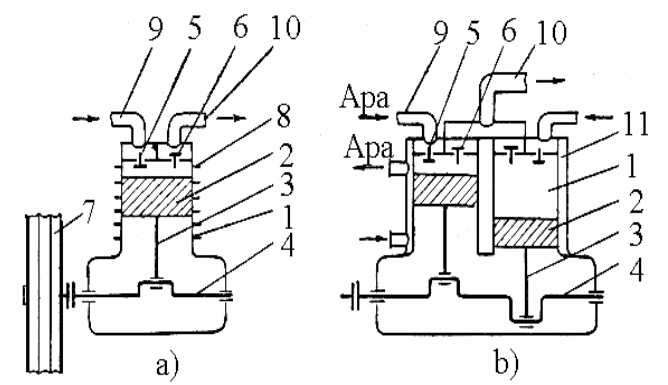


Fig. 6.11 Compresor cu piston cu o singură treaptă de comprimare.

intermediul transmisiei prin curele 7. Răcirea cilindrului, care se încălzeşte în timpul funcţionării, se face cu aer, carcasa fiind prevăzută în acest scop cu aripioare de răcire (varianta "a"), sau prin circularea apei prin cămăşi de răcire (varianta "b"). Pe conducta de aspiraţie se găseşte un filtru, în scopul curăţirii aerului de impurităţi, iar conducta de refulare evacuează aerul într-un rezervor, prevăzut cu reglare de debit, care asigură uniformitatea debitului de aer la utilizare.

6.1.4 Elemente de calcul ale maşinilor pneumatice

Productivitatea maşinilor pneumatice (suflante, ventilatoare) se calculează în următoarele variante:

- în funcţie de aerul curăţat în bateria de cicloane (când aerul nu mai este trecut prin filtru, după ce iese din bateria de cicloane)

$$Q_{mp} = \sum Q_{cicl} + \sum \Delta Q_{cicl} \quad [\mathrm{m}^3/\mathrm{h}] \tag{6.1}$$

- în funcţie de aerul curăţat în filtre (în cazul în care se face şi filtrarea sa)

$$Q_{mp} = \sum Q_f + \sum \Delta Q_f \quad [\mathrm{m}^3/\mathrm{h}] \tag{6.2}$$

unde: $\sum Q_{cicl}$ - cantitatea de aer care intră în bateria de cicloane;

$\sum \Delta Q_{cicl}$ - cantitatea totală de aer care se aspiră în bateria de cicloane şi în conductele de legătură;

$\sum Q_f$ - cantitatea totală de aer curăţat în filtru;

$\sum \Delta Q_f$ - cantitatea totală de aer care este aspirată în filtru.

$$Q_{cicl} = 3600 \cdot S \cdot v_{cicl} \quad [\mathrm{m}^3/\mathrm{h}] \tag{6.3}$$

unde: S – secţiunea transversală a conductei de intrare în bateria de cicloane [m^2];

v_{cicl} - viteza aerului în bateria de cicloane [m/s].

Pe baza datelor experimentale se pot adopta pentru $\sum \Delta Q_{cicl}$, valori în funcţie de căderea de presiune în instalaţia de transport pneumatic, conform tabelului 6.1.

Tabelul 6.1. Recomandări pentru $\sum \Delta Q_{cicl}$

Căderea de presiune în instalaţia de transport pneumatic [$\mathrm{N/m}^2$]	Cantitatea totală de aer aspirată în bateria de cicloane şi în conductele de legătură [m^3/h]
până la 10 000	150
mai mare decât 10 000	250

Viteza aerului în bateria de cicloane v_{cicl} se recomandă între 10-12 m/s sau 16-18 m/s. Valorile mai mici ale vitezei se adoptă atunci când la ieşirea din ciclon, aerul este curățat într-un filtru uscat.

In cazul în care filtrul este utilizat ca treaptă secundară de curățire după ciclon, se poate scrie:

$$Q_f = \sum Q_{cicl} + \sum \Delta Q_{cicl} \qquad [\mathrm{m^3/h}] \tag{6.4}$$

Cantitatea de aer aspirată în filtrele de vacuum înalt se ia $\sum \Delta Q_f$ = 350-500 $\mathrm{m^3/h}$, pentru un filtru.

Cunoscând productivitatea Q_{mp} şi presiunea de calcul pe care trebuie să o dezvolte maşina pneumatică Δp_{calc}, se poate determina puterea pe care trebuie să o dezvolte electromotorul maşinii pneumatice:

$$P_{calc} = \frac{Q_{mp} \cdot \Delta p_{calc}}{36 \cdot 10^5 \cdot \eta_p \cdot \eta_{tm} \cdot \eta_l} \quad [\mathrm{kW}] \tag{6.5}$$

unde: η_p - randamentul pompei, se adoptă în funcție de caracteristicile acesteia;

η_{tm} - randamentul transmisiei mecanice, η_{tm} =0,95;

η_l - randamentul lagărelor, η_l =0,98-0,99.

$$\Delta p_{calc} = 1{,}1 \cdot \Delta p_{inst} \quad [\mathrm{N/m^2}] \tag{6.6}$$

unde: Δp_{calc} - căderea de presiune de calcul pe care trebuie să o dezvolte maşina de forță (se recomandă să nu depăşească valoarea corespunzătoare Δp_{inst} + 1000 N/m^2)

Δp_{inst} - căderea de presiune în toată instalația pneumatică;

$$\Delta p_{inst} = \Delta p_p + \Delta p_s \quad [\mathrm{N/m^2}] \tag{6.7}$$

unde: Δp_p - căderea de presiune în transportorul pneumatic;

Δp_s - căderea de presiune în partea secundară a instalației.

Maşina pneumatică mişcă o cantitate de aer care se deosebeşte după caracteristicile fizice de aerul obişnuit; de aceea turația maşinii trebuie luată nu după presiunea de calcul, ci după presiunea care corespunde caracteristicilor fizice ale aerului care se mişcă, astfel încât:

$$\Delta p_{mp} = \frac{\Delta p_{calc}}{1 - \dfrac{\Delta p_{calc}}{10000}} \quad [\mathrm{N/m^2}] \tag{6.8}$$

După obținerea mărimilor Δp_{mp} şi Q_{mp} se găseşte turația maşinii pneumatice după o curba caracteristică.

Electromotorul maşinii pneumatice se alege în funcţie de condiţiile de exploatare a instalaţiei de transport pneumatic.

Pentru instalaţiile din interiorul transportorului pneumatic, a căror funcţionare depinde de funcţionarea utilajului tehnologic, productivitatea de calcul ajunge să fie dependentă de procesul tehnologic al atelierului. Legat de acest lucru, o perioadă determinată transportorul pneumatic funcţionează cu o productivitate mai mică decât cea calculată, aceasta conducând la supraîncărcarea maşinii pneumatice cu aer. Mărirea productivităţii maşinii pneumatice poate duce la supraîncărcarea electromotorului şi defectarea sa.

Se recomandă ca puterea electromotorului să se determine în funcţie de productivitatea minimă $\Pi_{\min}$ şi productivitatea de calcul Π_{calc} a transportorului pneumatic; alegerea electromotorului se va face în funcţie de valoarea cea mai mare.

Considerând cantitatea calculată de aer Q_{mp} la productivitatea minimă $\Pi_{\min}$, găsim puterea electromotorului:

$$P_{\min} = \frac{Q_{mp} \cdot \Delta p_{\min}}{36 \cdot 10^5 \cdot \eta_p \cdot \eta_{tm} \cdot \eta_l} \quad [\text{kW}] \qquad (6.9)$$

unde*:* $\Delta p_{\min}$ - căderea de presiune în instalaţia pneumatică [N/m^2];

P_{min} – puterea necesară a electromotorului la productivitatea minimă $\Pi_{\min}$.

Având în vedere, că maşina pneumatică lucrează la turaţia n_{calc}, puterea necesară reală este:

$$P'_{calc} = P_{\min}\left(\frac{n_{calc}}{n_{\min}}\right)^3 \quad [\text{kW}] \qquad (6.10)$$

unde: n_{min} – turaţia minimă a maşinii pneumatice la Q_{mp} şi $\Delta p_{\min}$, găsită pe caracteristica maşinii.

La determinarea puterii necesare a electromotorului pentru instalaţia pneumatică se ia: $\Pi_{\min} = 0{,}25 \cdot \Pi_{calc}$.

6.2 Alimentatoare

Rolul unui alimentator este de a introduce materialul pe conductă, producând un amestec omogen şi de o anumită concentraţie. Posibilitatea de a regla concentraţia amestecului este importantă, deoarece pentru fiecare instalaţie şi material transportat, există o concentraţie maximă la care transportul se face cu suficientă siguranţă şi pentru care există un consum minim de energie pentru tona de material transportat.

6.2.1 Alimentarea prin sorb

In instalația de transport pneumatic care funcționează prin absorbție se foloseşte adesea alimentarea prin sorb. Acest sistem permite introducerea în conducta de transport a materialelor sub formă de bulgări, boabe sau praf.

Sorbul are ca piese principale două tuburi coaxiale 2 şi 4 (fig.6.12) ținute la distanță de aripioarele 5. Sorbul este legat la conducta de transportat prin flanşa 1. Cu ajutorul piulițelor 3 se reglează distanța "e" dintre capetele celor două tuburi şi prin aceasta şi concentrația amestecului obținut.

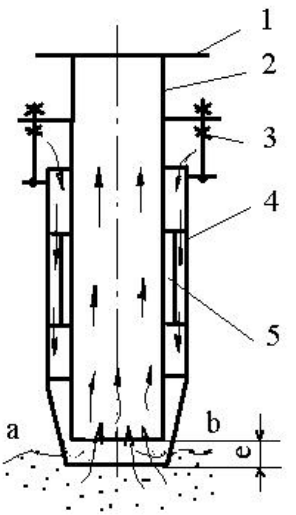


Fig. 6.12 Sorb pentru alimentarea conductei cu material

Capetele tuburilor se introduc în materialul fie că acesta se găseşte în vrac sau în siloz.

Când în tubul 2 se creează o depresiune, aerul din exterior caută să pătrundă în acest tub. O cantitate mică de aer pătrunde în tubul interior străbătând masa de material, iar grosul cantității de aer ajunge în tubul interior, străbătând spațiul inelar dintre cele două tuburi. Dacă distanța "e" este suficient de mare, curentul de aer trece prin spațiul inelar dintre cele două tuburi, îşi schimbă direcția cu 180^o şi continuă drumul în tubul interior fără a veni în contact cu masa de material pulverulent în care este introdus sorbul. In cazul când distanța "e" este suficient de mică, curentul de aer vine în contact cu masa de material pulverulent şi antrenează în mişcarea sa o mică cantitate din acesta, la nivelul suprafeței "ab". Când distanță "e" este nulă, debitul de material creşte peste limita maximă admisibilă producându-se înfundarea conductei. Diametrul tubului 4 rezultă din condiția ca suprafața secțiunii inelare dintre el şi tubul 2 să fie egală cu suprafața secțiunii acestuia. Înălțimea sorbului este de aproximativ 1 m.

Sub aspectul rezistențelor în circuitul de transport pneumatic sorbul reprezintă o pierdere locală de presiune. Valoarea acestei pierderi poate fi determinată cu relația:

$$\Delta p_{sorb} = \xi \cdot \frac{v_a^2 \cdot \gamma_a}{2 \cdot g} \quad [\mathrm{N/m^2}] \qquad (6.11)$$

unde: ξ - coeficient de rezistență locală

v_a – viteza aerului în tubul interior [m/s];

γ_a - greutatea specifică a aerului [N/m^3];

g – accelerația gravitației [m/s^2].

Valoarea coeficientului ξ se determină cu relația:

$$\xi = \frac{480.000 + 82.000 \cdot \chi_G}{R_e} \qquad (6.12)$$

unde: χ_G - concentrația amestecului ce are valori cuprinse între 1,68 şi 3,65 kg/kg.

R_e – numărul lui Reynolds, care are valori cuprinse între 60.000 şi 125.000, pentru tubul interior.

Din relația de mai sus se vede că ξ ține seama atât de frecări cât şi de accelerarea materialului.

Soluția constructivă prezentată anterior dă rezultate bune pentru materialele mărunte, care curg bine.

In cazul în care sorbul trebuie să fie mobil, legătura lui la conducta de aspirație se face printr-un furtun elastic de cauciuc cu spirală de sârmă înglobată în grosimea peretelui de cauciuc. Intr-o astfel de situație, la calculul pierderilor de presiune, trebuie să se țină seama de faptul că pierderile în conducta de cauciuc sunt mai mari decât într-o conductă metalică de aceeaşi lungime şi acelaşi diametru.

Din cauza greutăților de manipulare, conducta sorbului mobil şi respectiv diametrul tubului interior al sorbului nu au dimensiuni mai mari de 125mm.

In instalațiile de transport pneumatic, care lucrează prin absorbție şi la care materialul este dozat de însăsi instalația de unde se absoarbe, sorbul se înlocuieşte printr-o simplă pâlnie de încărcare.

La transportoarele cu aspirație, introducerea materialului se poate face şi cu ajutorul unor dispozitive speciale de tipul dozatorului de material prezentat în figura 6.13. Acest sistem se poate folosi pentru zgură concasată sau alte materiale în bucăți, până la 20-30 mm, care curg mai greu. Materialul pătrunde în conducta de transport 6 uniform, fără aglomerări care să perturbe procesul de transport. Prin rotirea cu ajutorul manetei 5 a tubului orizontal cu degajare 3, se poate regla în funcție de necesitate, cantitatea de material introdusă. Tubul este racordat la conducta de aer prin evazarea 4. Materialul pătrunde în corpul alimentatorului 2 prin pâlnia 1 şi fanta tubului 3, realizându-se amestecul aer – material, care iese din alimentator prin partea opusă direcției de

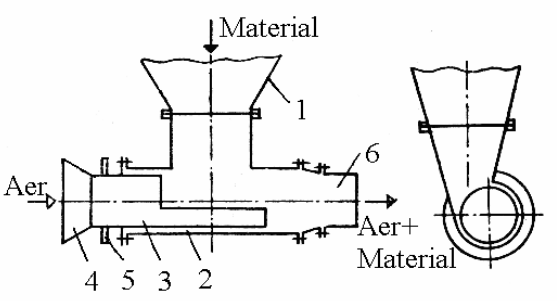
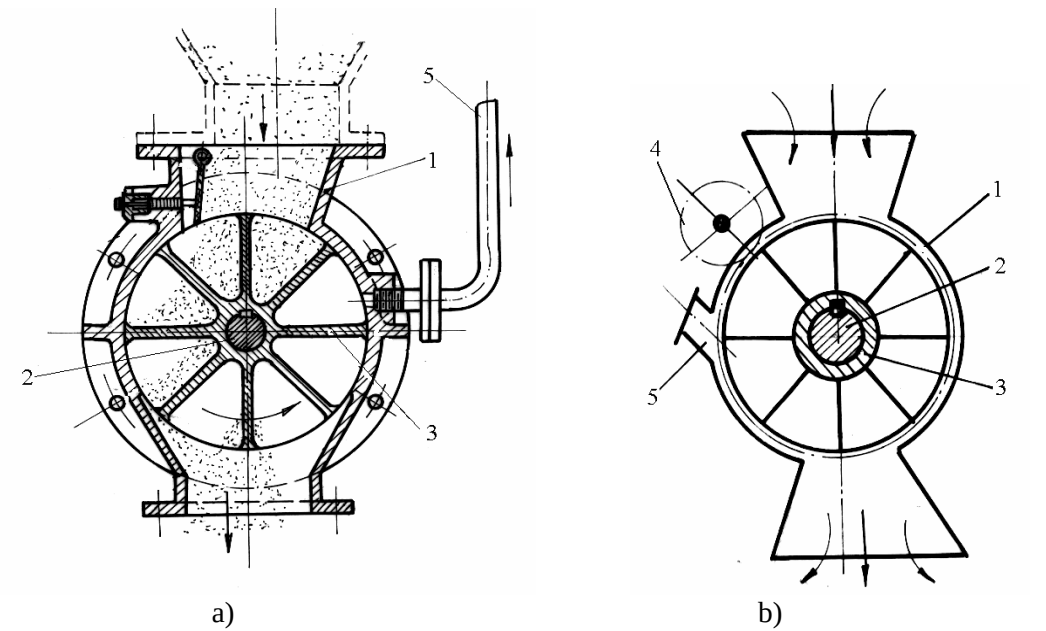


Fig. 6.13 Dozator de material**.**

pătrundere a aerului, ajungând în conducta de transport 6. Partea superioară a secțiunii tubului 3 rămâne liberă pentru trecerea aerului, deoarece materialul pătrunde lateral şi fenomenul de taluz natural face ca spațiul să fie umplut decât parțial.

6.2.2 Alimentarea prin dozator cu tambur

Dozatorul cu tambur are două funcțiuni: aceea de a doza materialul introdus în conducta de transport şi aceea de a menține diferența de presiune dintre interiorul conductei şi spațiul de unde se încarcă materialul. Se utilizează pentru alimentarea instalațiilor de transport cu refulare de joasă presiune, până la $1,4 \cdot 10^5$ N/m^2.



a) b)

Fig. 6.14 Dozator cu tambur.

Dozatorul cu tambur, prezentat în figura 6.14 a, în figura 6.14 b fiind redată o reprezentare simplificată, este un alimentator celular, format din carcasa 1, prevăzută cu două pâlnii, una de alimentare şi alta de evacuare. In interiorul carcasei se roteşte toba celulară 3 al cărei butuc ce montează pe arborele 2 cu pană. Rotirea arborelui 2 se face de către un motor electric, prin intermediul unei transmisii mecanice din care face parte şi treapta de roți dințate 4. Prin pâlnia superioară materialul intră în buzunarele tobei celulare care se roteşte şi în momentul în care ajung în dreptul conductei de transport 6, sub acțiunea gravitației pătrund în ea. Toba 3 fiind etanşe față de carcasa 1, drumul aerului între conductă şi buncăr este barat. Conducta 5 are rolul de a compensa presiunea aerului din buzunarele tobei cu presiunea atmosferică, înainte ca

acestea să ajungă în dreptul pâlniei de alimentare. Lipsa conductei 5, în cazul prafului foarte fin poate îngreuna umplerea buzunarelor cu material.

Turația arborelui alimentatorului celular este de 20-60 rot/min, iar productivitatea se poate calcula cu relația:

$$\Pi_m = 3{,}6 \cdot i \cdot z \cdot \rho \cdot n \cdot \psi \quad [\text{t/h}] \tag{6.13}$$

unde: i – capacitatea celulelor [dm^3];

z – numărul celulelor;

ρ - densitatea materialului [kg/dm^3];

n – turația arborelui [rot/s];

ψ - coeficient de umplere a celulelor.

O altă variantă de alimentator celular este cel prezentat în figura 6.15, ale cărui părți componente şi principii de funcționare sunt asemănătoare cu cele prezentate anterior. Se compune dintr-o carcasă cilindrică 1, în interiorul căreia există un arbore cu palete 2, care prin rotire vor prelua materialul din pâlnia de alimentare de deasupra şi-l vor depune în conducta de transport 5. Aerul pătrunde prin evazarea cu sită 4, în conducta 5 realizându-se amestecul aer material. Pe jumătatea din dreapta se realizează alimentarea, iar pe cealaltă jumătate etanşarea.

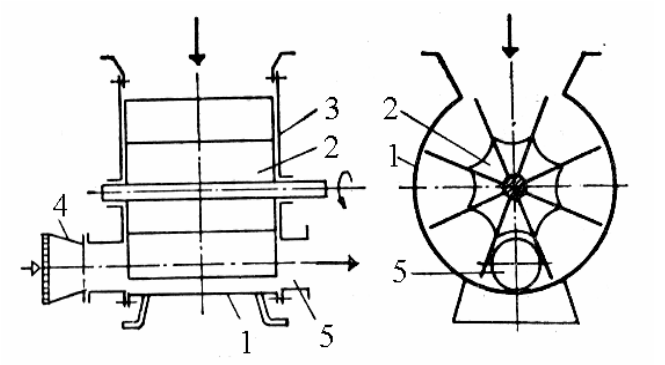


Fig. 6.15 Alimentator celular

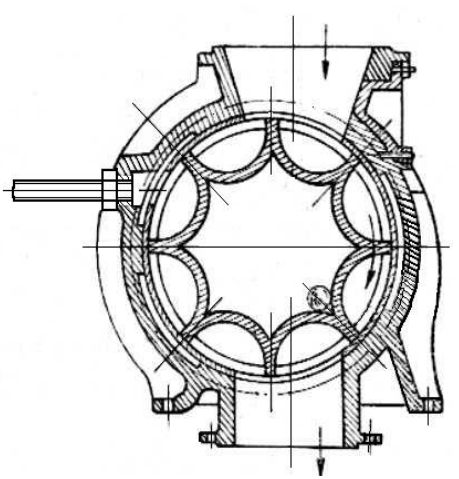


Fig. 6.16 Dozator cu tambur cu bile.

Pentru materialele cu greutate specifică redusă, care au tendința de a nu cădea din buzunarele tamburului, cum ar fi grafitul, negru de fum, talcul se preferă pentru tambur soluția constructivă din figura 6.16. La această construcție buzunarele sunt mai puțin adânci, iar în interiorul tamburului sunt una sau două bile. Prin rotirea tamburului, pragurile interioare ridică bilele la o anumită înălțime de unde

acestea cad. Lovitura produsă de căderea bilelor face să se scuture materialul din buzunarele tamburului.

Dozatoarele cu tambur se folosesc şi ca sisteme de descărcare din buncăre sau silozuri.

6.2.3 Alimentarea prin ejecție

Se foloseşte exclusiv la instalațiile de transport pneumatic prin refulare.

Principial, alimentatoarele cu ejecție sunt nişte pompe cu jet de fluid, la care în locul fluidului absorbit, este un amestec de aer şi material solid mărunțit (fig.6.17). Ca soluție constructivă, alimentatoarele cu ejector au unele particularități. In toate cazurile, aerul absorbit împreună cu materialul solid se introduce pe la partea superioară 1. Această particularitate constructivă permite reglarea debitului de material solid printr-un sistem oarecare de dozare şi permite, de asemenea, căderea materialului direct în camera de amestec, unde se combină cu aerul introdus prin conducta 3, amestecul aer material se evacuează prin ejectorul 2.

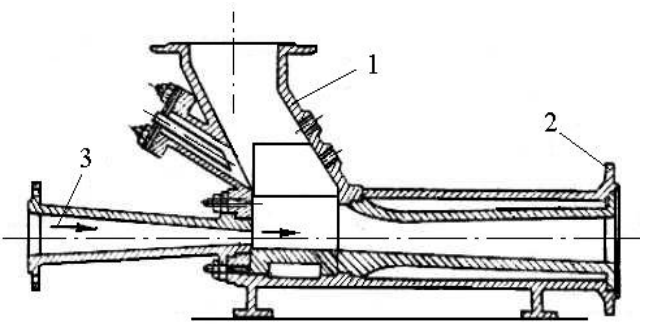


Fig. 6.17 Alimentator prin ejecție.

Alimentatoarele cu ejecție se cuplează în prealabil cu un sistem de dozare a cantității de material. Această dozare este necesară pentru a se crea condiții normale de funcționare, atât pentru alimentatorul cu ejecție, cât şi pentru întreaga instalație de transport pneumatic. Sistemul de dozare se alege în funcție de proprietățile materialului şi de condițiile locale de asamblare.

6.2.4 Alimentatorul cu melc

Alimentatorul cu melc se foloseşte numai pentru materiale măcinate fin, (maxim 500 μm) şi cu umiditate redusă. Materialele abrazive produc o uzură rapidă a bucşei lagărului radial – axial şi a şurubului melc, fapt care limitează domeniul de folosire a acestor alimentatoare pneumatice.

Prezintă dezavantajul, comparativ cu alte sisteme de alimentare, a unui consum de energie mai ridicat cu cca. 30 % şi o uzură rapidă a pieselor. Se construiesc

atât în variantă fixă cât şi mobilă, fiind utilizate pentru descărcarea vagoanelor de cale ferată şi a vaselor marine sau fluviale.

Se utilizează pentru alimentarea instalațiilor prin refulare de medie presiune $(1,8\text{-}2,5)10^5$ N/m^2. Turația melcului este în mod obişnuit 1000 rot/min. Productivitatea alimentatorului variază între 25-35 t/h, pentru diametrul melcului de 150 mm şi 80 – 160 t/h, pentru diametrul melcului de 250 mm.

In figura 6.18 este prezentat un alimentator pneumatic cu şurub melc în consolă.

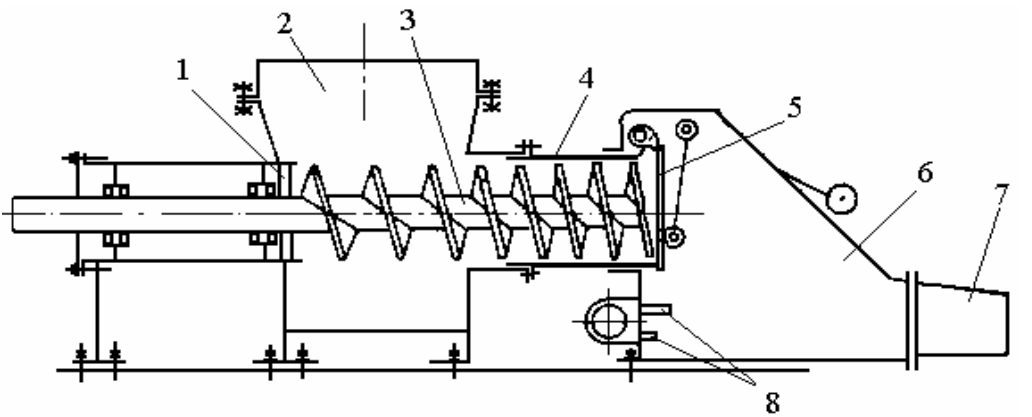


Fig. 6.18 Alimentator pneumatic cu şurub melc în consolă.

Materialul pulverulent se încarcă din siloz prin gura de încărcare 2 şi întâlnind şurubul melc cu pas variabil 3 al alimentatorului este comprimat şi antrenat în camera de amestec 6. In partea inferioară a camerei de amestec 6 se găsesc o serie de duze 8 dispuse pe 2 rânduri (în total 11-15 buc) prin care se injectează aer sub presiune. Aerul injectat prin duzele 8 afânează materialul care a căzut de la şurubul melc, producându-se un amestec de aer material care este antrenat pe conducta de transport 7.

Gradul de comprimare a materialului este reglat de lungimea dopului de material format între capătul în consolă a şurubului melc şi clapeta cu contragreutate 5. Deschiderea clapetei se face prin forța dată de presiunea materialului compactat. Clapeta serveşte şi pentru a opri pătrunderea aerului sub presiune din camera de amestec spre gura de încărcare 2, în timpul suflării conductei care se face de fiecare dată la pornirea şi oprirea instalației. Lungimea dopului de material se reglează prin scoaterea în afară a cămăşii cilindrice 6 a corpului alimentatorului, cu ajutorul şuruburilor. In spațiul inelar 1, se suflă o cantitate mică de aer care împiedică pătrunderea materialului la lagăre.

Pentru a reduce uzura suprafața activă a şurubului melc se cementează şi se călește sau se acoperă cu un strat de metal dur. Suprafața interioară a părții cilindrice care vine în contact cu şurubul melc se protejează cu trei bucşe din oțel călit sau fontă albă.

Puterea necesară antrenării alimentatorului se poate calcula orientativ cu relația:

$$P_{nec} = 1{,}5 \cdot \Pi_m \quad [\text{kW}] \tag{6.14}$$

unde: Π_m - productivitatea masică [t/h].

Productivitatea alimentatorului se determină cu relația:

$$\Pi_m = \frac{\pi}{4}\left(D^2 - d^2\right)\cdot\left(s - \delta\right)\cdot \rho \cdot n \cdot k \quad [\text{t/h}] \tag{6.15}$$

unde: D – diametrul exterior al şurubului melc [m];

d – diametrul arborelui [m];

s – pasul melcului [m];

δ - grosimea spirei melcului [m];

ρ - densitatea materialului [t/m^3];

n – turația arborelui [rot/min];

k – coeficient de alunecare care ține seama de alunecarea materialului pe spira şurubului melc şi de refularea materialului în spațiul dintre marginea exterioară a spiralei şurubului melc şi suprafața interioară a corpului; valoarea lui se admite să fie cuprinsă între 0,2 şi 0,35.

De obicei, pasul inițial al melcului se ia egal cu diametrul său, iar mai departe pasul scade treptat până la 0,65 sau chiar 0,55 din valoarea inițială. La construcțiile mai vechi ultima spiră avea pasul 0,4 din valoarea inițială. Numărul spirelor este în general opt.

Un calcul mai riguros al puterii, necesară acționării alimentatorului se poate face cu relația:

$$P = P_f + P_1 + P_2 \quad [\text{kW}] \tag{6.16}$$

unde: P_f – puterea consumată pentru învingerea forței de frecare;

P_1 – puterea consumată pentru împingerea masei de material;

P_2 – puterea necesară pentru transportul materialului de la pâlnia de alimentare până la ultima spiră a şurubului melc, necesară învingerii rezistențelor la deplasare.

$$P_f = 10^{-3}\pi \cdot D_m \cdot L \cdot p \cdot f \cdot \frac{1}{3}\cdot\frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}\cdot\omega \quad [\text{kW}] \tag{6.17}$$

unde: D_m – diametrul mediu al elicei melcului [m]; $D_m = \dfrac{D+d}{2}$

L – lungimea melcului în contact cu materialul [m];

p – presiunea exercitată de material după ultima spiră a melcului [N/m^2];

f – coeficient de frecare între melc şi material;

D – diametrul exterior al elicei melcului [m];

d – diametrul arborelui [m];

ω - viteza unghiulară a arborelui melcului [rot/min]; $\omega = \dfrac{\pi n}{60}\,[\text{rad/s}]$

n - turația melcului [rot/min].

$$P_1 = 10^{-3}\, p \cdot A \cdot s \cdot \omega \quad [\text{kW}] \tag{6.18}$$

unde: A – proiecția suprafeței unei spire pe un plan perpendicular pe axa șurubului melc [m^2];

s – pasul spirei finale [m];

p – presiunea exercitată de material după ultima spiră a melcului [N/m^2].

$$P_2 = \frac{\Pi_v \cdot \gamma_m \cdot L \cdot w}{3600 \cdot 10^3} \quad [\text{kW}] \tag{6.19}$$

unde: Π_v - productivitatea volumică a alimentatorului [m^3/h];

γ_m - greutatea specifică a materialului [N/m^3];

L – lungimea melcului [m];

w – coeficient de rezistență la avans;

w = 2,5 – ciment; w = 2,2 – cărbune; w = 2,12 cocs praf; w = 4 – materiale argiloase.

Căderea de presiune a aerului comprimat se face în două trepte. Prima treaptă de cădere de presiune se face în duzele din camera de amestec a alimentatorului cu șurub melc, din care aerul trebuie să iasă cu o viteză de 120-180 m/s, spre a fărâmița dopul de material format.

A doua treaptă de cădere de presiune se face în lungul conductei de transport pneumatic.

Valoarea căderii de presiune în prima treaptă variază între $(0,5 – 1).10^5$ N/m^2, iar cea de a doua depinde de lungimea și diametrul conductei, cât și de cantitatea de material transportat. In practică se obțin valori ale căderii de presiune pe cea de a doua treaptă cuprinse între $(0,5\text{-}3).10^5$ N/m^2.

Când presiunea necesară pentru învingerea rezistențelor de pe conductă nu depășește $(0,6 – 1,2).10^5$ N/m^2, nu se vor folosi alimentatoare cu șurub melc, ci dozatoare cu tambur, care se comportă bine și nu necesită un consum suplimentar de energie pentru mărunțirea dopului de material.

Dacă rezistența ce trebuie învinsă pe conductă depășește $1,2.10^5$ N/m^2, se pot folosi alimentatoare cu camere în locul celor cu șurub melc. Dacă însă spațiul de montaj nu permite acest lucru rămâne ca singură soluție pentru alimentarea conductei, utilizarea alimentatoarelor pneumatice cu șurub melc, care au o construcție mai simplă și continuitate în funcționare.

6.2.5 Alimentarea prin camere

Alimentarea prin camere este utilizată în cazul instalațiilor de transport pneumatic prin refulare de înaltă presiune $(3\text{-}5)\cdot 10^5$ N/m^2. Avantajele pe care le prezintă sunt legate de consumul de energie. Dezavantajele constau în dimensiuni de gabarit mari și periodicitate a funcționării. Acest gen de alimentatoare se fac sub formă de monocamere și sub formă de bicamere. Alimentatoarele bicamere pot fi automatizate în funcționarea lor, astfel încât cu mici întreruperi periodice, să descarce materialul în mod aproape continuu și uniform pe o singură conductă.

O asemenea soluție măreşte productivitatea, dar măreşte şi mai mult dimensiunile de gabarit. Totodată rezultă o instalație destul de complicată şi costisitoare.

In figura 6.19 este prezentat un alimentator cu cameră. La pornire supapa conică 1 este deschisă şi materialul ce urmează a fi transportat intră în camera 2 până la nivelul opritorului 3, care limitează înălțimea de încărcare. Opritorul 3 are o pâlnie, care atunci când se umple cu material, înclină brațul de pârghie şi închide contactele unui întrerupător electric cu mercur. Prin aceasta se închide circuitul electric ale solenoidului comutatorului electropneumatic care comandă închiderea supapei conice. După umplerea camerei şi închiderea clapetei se introduce aer în cameră prin pereții poroşi din material ceramic 4. Aerul fluidizează materialul din apropierea pereților micşorând sensibil coeficientul de frecare.

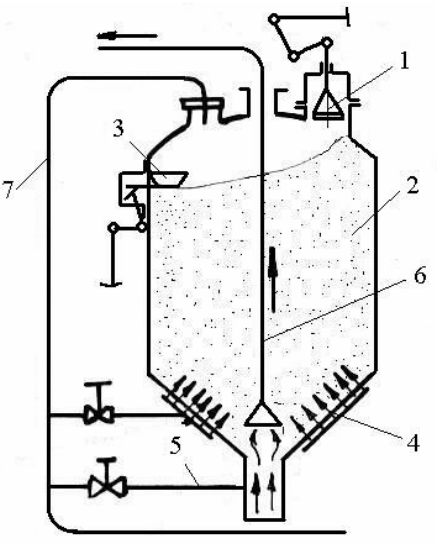


Fig. 6.19 Alimentator cu cameră

Totodată la partea inferioară a camerei este introdus aer sub presiune prin conducta 5. Acesta împreună cu materialul aerat pătrunde în conducta 6 şi de aici este introdus în conducta de transport a instalației.

Pentru ca aerul comprimat introdus în partea inferioară a camerei să nu deplaseze material spre partea superioară ci să-l antreneze în conducta 6, în cameră se menține o presiune suficientă prin introducerea unei cantități de aer comprimat în partea superioară a camerei prin conducta 7.

După golirea camerei se opreşte admisia aerului comprimat, se deschide clapeta şi camera se umple din nou cu material. Funcționarea alimentatorului cu cameră este deci intermitentă.

Pentru funcționarea continuă a instalației se montează două camere în paralel astfel încât în timpul umplerii uneia cu material cealaltă alimentează instalația.

In figura 6.20 este prezentată schema de principiu a unui alimentator bicameră cu manevre automatizate. La pornire supapa conică 1 este deschisă şi materialul, care urmează a fi transportat, intră în camera 2 până la nivelul opritorului 3, care limitează înălțimea de încărcare. Opritorul 3 are o pâlnie care atunci când se umple cu material, înclină brațul de pârghie şi închide contactele unui întrerupător electric cu mercur. Prin aceasta se închide circuitul electric al solenoidului comutatorului electropneumatic 4, pentru poziția în care aerul de comandă sub presiune închide, cu ajutorul pistonului 5, supapa conică 6. In acelaşi timp, aerul de comandă sub presiune, cu ajutorul pistonului 7, fixeaza închizătorul 8 în poziție “trecere” pentru conducta camerei 2, în curs de descărcare. După un timp de 15 secunde de la începerea ciclului, stabilit cu ajutorul încetinitorului 9, se deschide ventilul 10 de aer activ cu ajutorul pistonului 11.

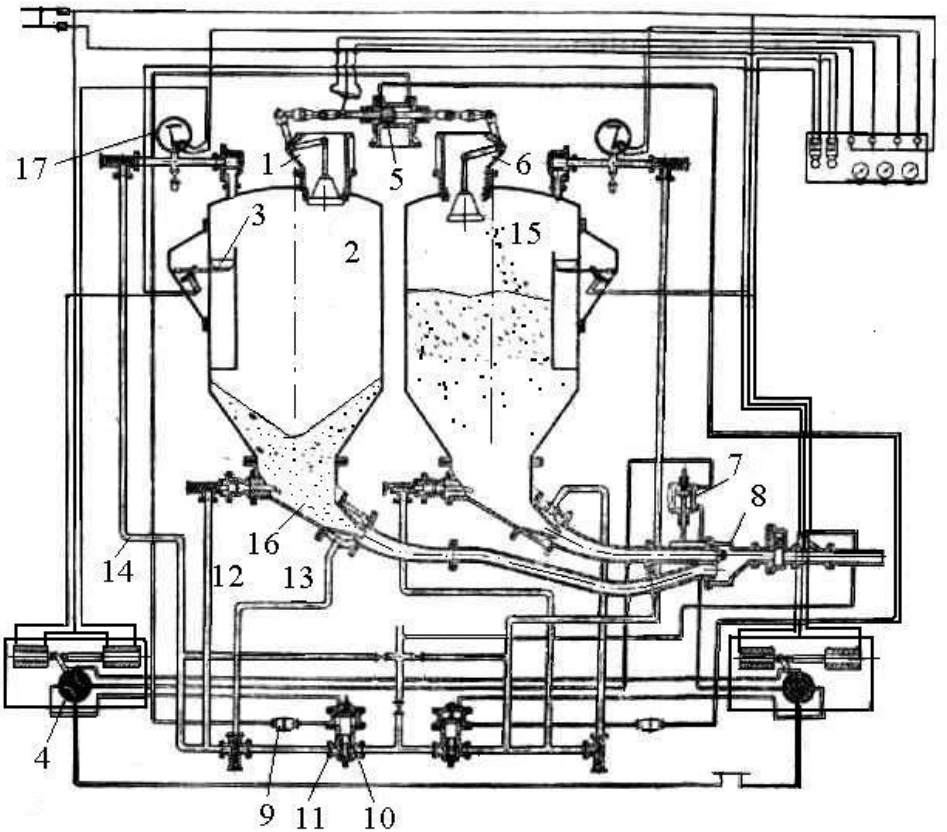


Fig. 6.20 Alimentator bicameră cu manevre automate.

Aerul activ intră prin conductele 12,13 şi 14 în camera 2 şi în camera de amestec 16, după care începe transportul pneumatic al materialului. La transportul materialului se formează un surplus de presiune, corespunzător cu pierderea de presiune pe conductă. Această presiune acționează asupra manometrului cu contact 17, care, în cazul căderii presiunii (ceea ce se întâmplă la o descărcare totală a camerei) închide circuitul electric al solenoidului consumatorului electropneumatic 4. Ultimul capătă poziția corespunzătoare pentru a acționa închiderea ventilului 10. Astfel se opreşte alimentarea cu aer a instalației.

In timpul descărcării camerei 2, se încarcă material în camera 15 care se umple. Productivitatea se calculează astfel încât descărcarea pneumatică pe timp de 3 min, să dureze mai puțin decât încărcarea. După descărcarea completă a unei camere, instalația rămâne în repaus până la încărcarea celeilalte camere. După umplerea camerei 15 până la nivelul opritorului, se începe un ciclu analog cu cel din camera 2.

Productivitatea alimentatoarelor cu două camere în paralel variază între 10 şi 20 t/h pentru un diametru al camerelor de 1000 mm şi o înălțime de 2.200 mm sau 40-100 t/h pentru un diametru de 1800 mm şi o înălțime de 3.400 mm.

6.3 Separarea aerului din amestec

Alegerea sistemelor de separare depinde de felul materialului care se transportă.

In toate cazurile se foloseşte numai separarea uscată a materialului de aerul care a produs antrenarea. Dacă însă după separarea propriu-zisă se cere şi purificarea aerului de praf, se folosesc şi procedee de purificare umedă. Purificarea aerului poate fi impusă de: tipul instalației, nocivitatea materialului care se transportă, condițiile de curățenie.

Separatoarele pot fi gravitaționale, centrifugale, sau o combinație între ele. In separatoarele gravitaționale se realizează depunerea particulelor de material, datorită reducerii energiei lor cinetice prin micşorarea vitezei, ca urmare a modificării secțiunii, la intrarea amestecului în camera separatorului. In cazul cicloanelor, depunerea particulelor de material se produce datorită reducerii energiei cinetice, ca urmare a impactului particulelor de material, cu pereții ciclonului, sub acțiunea forței centrifuge.

6.3.1 Camere de depunere

Cea mai simplă cameră de depunere este de formă paralelipipedică, având un horn de evacuare a aerului. Pentru determinarea lungimii camerei se foloseşte relația:

$$\frac{h}{L} \le \frac{v_p}{v_a} \qquad (6.20)$$

unde: h – înălțimea camerei [m];

v_p – viteza de plutire [m/s];

L – lungimea camerei [m];

v_a – viteza aerului în cameră [m/s];

Viteza de plutire este specifică fiecărui material. Viteza aerului în cameră se alege între limitele 0,15 – 3 m/s, în funcție de felul materialului care se separă.

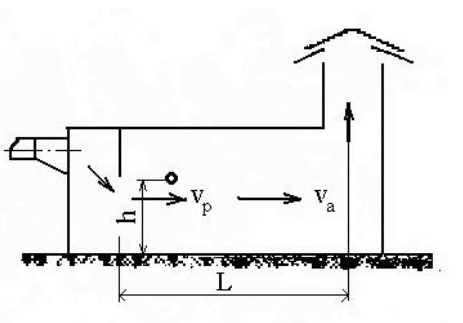


Fig. 6. 21 Camera de depunere simplă

La intrarea amestecului de aer şi material în cameră se produc turbioane. In acest caz, calculul depunerii materialului solid este foarte complicat, iar calculul după relația anterioară trebuie considerat aproximativ.

Pentru a evita formarea turbioanelor şi pentru a reduce volumul camerei se construiesc camere cu rafturi (fig.6.22).

Întreaga cameră este umplută cu rafturi aşezate pe înălțimea camerei.

Rafturile sunt înclinate pentru scurgerea prafului. Distanța dintre rafturi se determină din condiția ca numărul R_e<1.400.

$$R_e = \frac{v_a \cdot d_{ech}}{\nu} \le 1400 \qquad (6.21)$$

unde: v_a – viteza aerului [m/s].

ν - vâscozitatea cinematică a aerului [m^2/s].

$$d_{ech} = \frac{2h \cdot b}{h + b} \approx \frac{2n \cdot h^2}{h(n+1)} \approx 2h \qquad (6.22)$$

unde s-a făcut substituția $b = nh$.

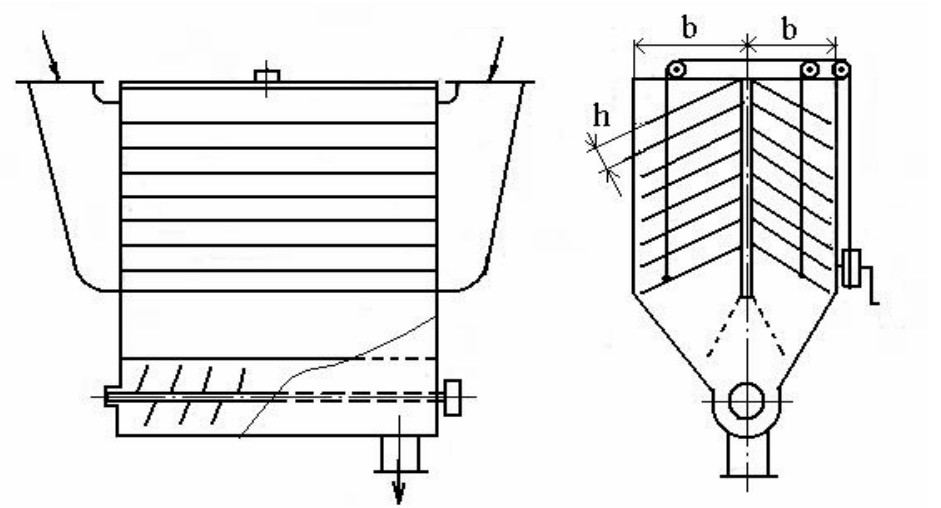
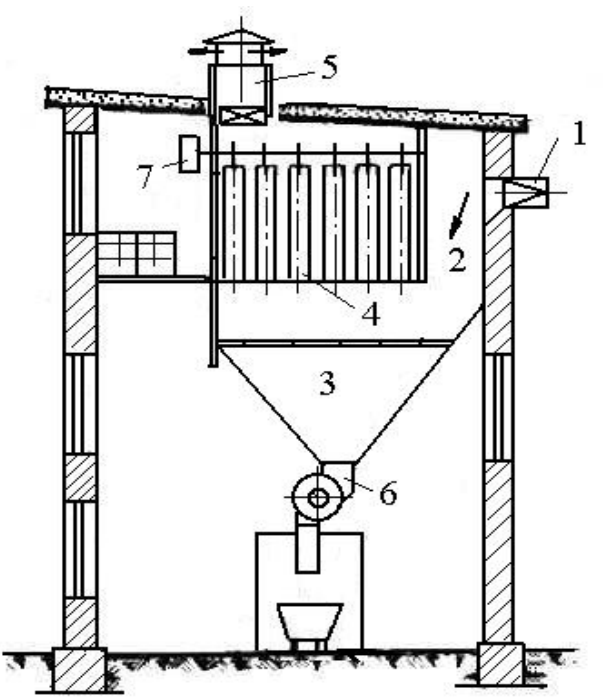


Fig. 6.22 Cameră de depunere cu rafturi



O soluție mai avansată este camera de depunere cu filtru (fig.6.23). Amestecul de aer şi material intră prin conducta 1, în spațiul 2 unde se produce o scădere a vitezei. Materialul grosier se depune în pâlnia 3, iar cel fin este antrenat până la filtrul 4 unde este şi el separat. Dispozitivul de descărcare este antrenat de un motor electric. Mecanismul 7 serveşte pentru scuturarea periodică a sacilor filtrului. Aerul curățat de praf este evacuat prin conducta 5.

Fig. 6.23 Cameră de depunere cu filtru.

6.3.2 Cicloane

Separarea aerului de particulele solide de material, în cicloane se face datorită fenomenului de centrifugare. Curentul de aer şi material pătrund tangențial în ciclon prin conducta 1 şi datorită ciocnirii cu pereții exteriori ai ciclonului, particulele de material îşi reduc viteza şi se preling de-a lungul pereților corpului ciclonului 2, depunându-se la baza acestuia de unde sunt evacuate. Aerul iese prin partea superioară a corpului.

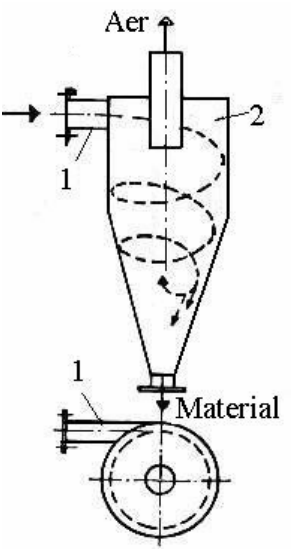


Fig.6.24 Ciclon

Toate cicloanele folosite astăzi au o eficacitate de cel mult 80-85 %, iar particulele mărunte de 20-30 μm, aproape că nu se separă în ciclon. Când este nevoie să se separare materiale sub formă de praf este rațional să se folosească cicloane până la un diametru de circa 1 m, având în vedere că eficacitatea este cu atât mai mare cu cât diametrul este mai mic. Viteza de intrare a curentului de aer se alege în limitele 10-25 m/s. Limita superioară este condiționată de scăderea eficacității ciclonului. Chiar şi viteza de 25 m/s nu este întotdeauna rațională, deoarece rezistența creşte proporțional cu pătratul vitezei, iar eficacitatea nu creşte în aceeaşi măsură datorită fenomenului de turbulență.

Diametrul părții cilindrice a ciclonului se adoptă $D \approx 0{,}13\sqrt{V} \geq 0{,}3\,\text{m}$, unde V – volumul de aer în [m^3], care trece într-un minut prin ciclon. Înălțimea părții cilindrice a ciclonului este $H \approx 0{,}8\,D$. Diametrul orificiului de ieşire a ciclonului este $d \approx 0{,}1 - 0{,}15\,\text{m}$. Unghiul generatoarei părții conice este $\approx 19^o$.

Pierderile de presiune în ciclon se calculează cu relația:

$$\Delta p_c = \xi \frac{v_a^2 \cdot \gamma_a}{2g} \qquad (6.23)$$

unde: ξ - coeficient de rezistență locală; ξ=1,5 – 3; se adoptă ξ=2,75.
v_a – viteza aerului [m/s];
γ_a – greutatea specifică a aerului [N/m^3];
g – accelerația gravitațională [m/s^2].

6.3.3 Multicicloane

S-a remarcat că eficacitatea unui ciclon este cu atât mai mare cu cât diametrul este mai mic, iar viteza deci şi debitul de aer la care se poate merge sunt limitate.

Ținând seama că în practică se lucrează cu debite mari de aer a apărut ideea combinării mai multor cicloane de diametru mic într-o singură unitate, multiciclonul.

In acest caz, pentru obținerea mişcării centrifuge, nu se mai introduce aerul tangențial în cilindrul elementului de ciclon ca în cazul ciclonului obişnuit ci, între cilindrul exterior şi cel interior al elementului de ciclon se fixează o paletă care obligă curentul de aer să capete o mişcare centrifugă (fig.6.25).

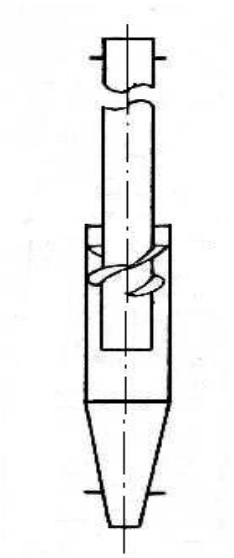


Fig. 6.25 Element de multiciclon

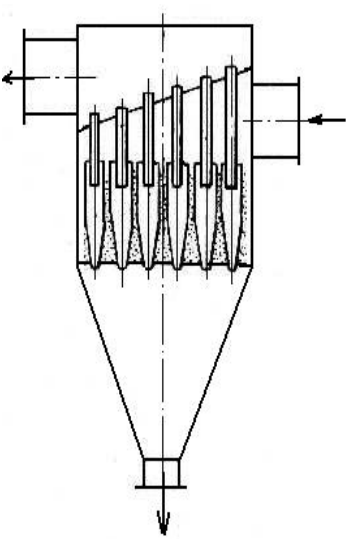


Fig. 6.26 Ansamblu de multiciclon.

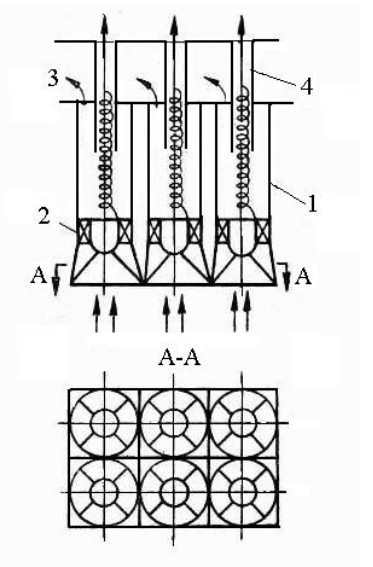


Fig. 6.27 Multiciclon cu elemente orizontale

Corpul elementelor de multiciclon se face de obicei din fontă, dar la unități de multiciclon cu puține elemente se poate face şi din tablă de oțel. Unghiul de înclinare al paletei turbionare se ia 25^o, considerându-se ca fiind optim. Experiența a arătat că reducerea unghiului sub 25^o, măreşte insuficient capacitatea multiciclonului pentru a compensa creşterea suplimentară de presiune.

Este important ca trecerile elementelor de multiciclon prin placa superioară şi prin cea inferioară să fie bine etanşate, deoarece trecerea gazelor prin placa superioară cât şi prin cea inferioară reduce mult eficacitatea aparatului (fig.6.26).

Trecerile între elemente pentru curățire, sunt necesare când prin natura prafului sau gazului se prevede posibilitatea de înfundare.

O altă variantă de multiciclon este multiciclonul cu elemente orizontale (fig. 6.27).

Amestecul de aer cu praf intră în tuburile 1, unde cu ajutorul paletelor 2, capătă o mișcare de rotație. Particulele de praf se separă şi ajung în camera de praf 3, iar aerul fără praf iese prin tuburile centrale 4.

Pentru o bună funcționare a multiciclonului, trebuie eliminată tendința de înfundare, care se poate datora unei descărcări nefăcute la timp, a pătrunderii de aer fals în buncăr sau a aderenței materialului. Pentru a elimina adeziunea materialului trebuie să se ia măsuri constructive corespunzatoare: amestecul de aer şi material să fie împărțit în mod uniform la elementele ciclonului; concentrația amestecului să nu depăşească anumite limite.

In acest scop la intrarea în ciclon se pun şicane care împart jetul în mod uniform, iar elementele de multiciclon se execută cât mai egale ca dimensiuni. Concentrația amestecului se limitează la 0,1 kg material/m^3 N aer, iar în unele cazuri la valori şi mai mici.

Calculul căderii de presiune în multiciclon se face pe baza relației:

$$\Delta p_c = \xi' \frac{v_a^2 \cdot \gamma_a}{2g} \quad [\mathrm{N/m^2}] \tag{6.24}$$

unde: v_a = 12 m/s pentru multicicloane cu D=150 mm (diametrul unui element);

v_a=16 m/s pentru multicicloane cu D = 250 mm.

Numărul de elemente ale unui multiciclon se determină pe baza volumului de aer şi a rezistenței multiciclonului, care se alege între (0,4-1)·10^3 N/m^2. Deoarece viteza reală de intrare a aerului în elemente este greu de determinat, atunci coeficientul ξ' se referă convențional la întreaga suprafață a elementelor.

$$S = n \frac{\pi \cdot D^2}{4} \tag{6.25}$$

unde: n – numărul de elemente.

Valoarea coeficientului de rezistență, determinat experimental pentru multicicloane compuse din elemente conform figurii 6.26, este ξ' = 8,5

Eficacitatea multicicloanelor depinde de mărimea particulelor, de greutatea lor specifică şi de forma particulelor, ea putând fi determinată numai experimental.

6.3.4 Separatoare inerțiale

Un separator inerțial simplu este cel indicat în figura 6.28. Acest gen de separator este folosit frecvent în instalațiile pentru transportul pneumatic al cerealelor. Amestecul de aer şi material intră prin ştuțul 1, a cărui prelungire dirijează jetul în jos. La ieşirea din prelungirea stuțului 1, este o scădere bruscă de viteză până la 0,2-0,8 m/s,

şi o schimbare de direcţie de 180°, materialul depunându-se la partea inferioară a recipientului. Materialul solid este evacuat cu ajutorul dispozitivului 2, iar aerul este evacuat prin ştutul 3. Corpul 4 se toarnă de obicei din fontă.

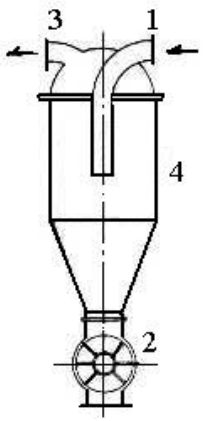


Fig. 6.28 Separator inerţial

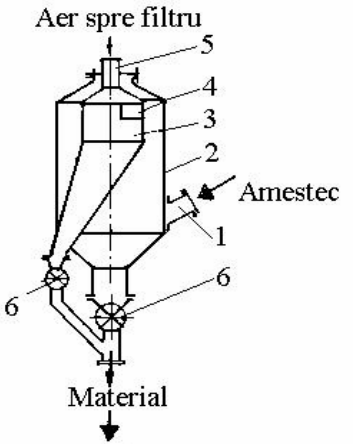


Fig. 6.29 Separator cu ciclon

In figura 6.29 este prezentat un separator cuplat cu un ciclon. Când curentul pătrunde în recipient prin conducta 1, viteza sa scade, ca urmare a modificării secţiunii, materialul depunându-se spre partea inferioară a recipientului. Materialul decantat este descărcat din separator prin roata celulară 6. Dispozitivul de descărcare 6 este antrenat de o transmisie mecanică.

Aerul cu impurităţi iese prin partea superioară a separatorului şi pătrunde prin conducta 4 în ciclonul 3, care are o zonă cilindrică şi una conică şi poate fi montat separat sau în interiorul separatorului. Aerul pătrunde în ciclon tangenţial, din care cauză apar forţele de inerţie centrifugale, care împing particulele de material aflate în suspensie, către peretele ciclonului. Particulele de material coboară pe partea conică a ciclonului şi sunt evacuate prin roata celulară 6. Aerul curăţat iese din ciclon prin conducta 5.

6.3.5 Separatoare cu rotor

In cazul acestor aparate, mişcarea de rotaţie a amestecului de aer şi material se obţine cu ajutorul unui rotor. Figura 6.30 reprezintă schema unui aparat în care rotorul cu palete 1 are rol dublu de aspirator şi separator. Forţa centrifugă obligă particulele de material să intre în camera 2, iar aerul fără praf iese prin canalul 3. La periferia rotorului 1 există o serie de palete 4, care fac să fie menţinut un curent de gaze în camera 2. Astfel praful este depus în camera 5, iar aerul recirculat prin conducta 6.

Consumul de putere pentru acest gen de separatoare este 0,1 – 0,2 CP la m^3 aer/min.

Eficacitatea separării este 70-80 % pentru particule de 10 μm şi mai fine, în praful colectat.

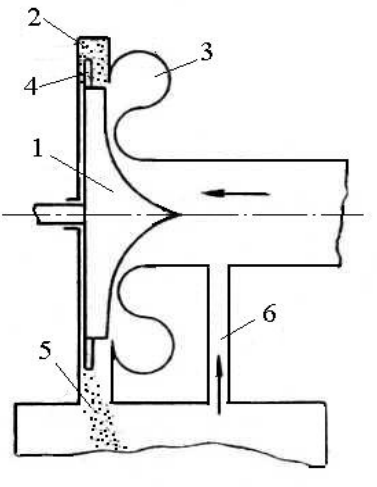


Fig. 6.30 Separator cu rotor și palete.

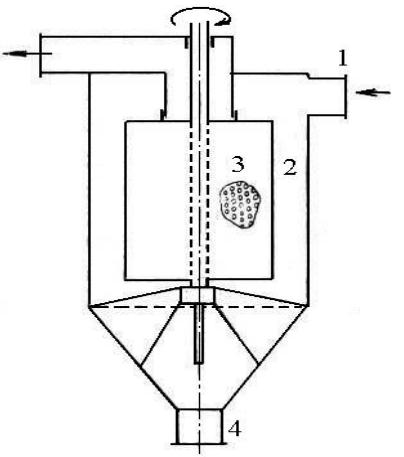


Fig. 6.31 Separator cu rotor cilindric

O altă soluție de separator cu rotor este cea din figura 6.31. Caracteristic acestei construcții este un rotor conic sau cilindric din tablă perforată.

Amestecul de aer şi material pătrunde prin conducta 1, trece prin spațiul 2 şi este obligat să traverseze cilindrul de rotație 3, făcut din tablă perforată. In imediata apropiere a cilindrului în rotație amestecul de aer şi material are o mişcare circulară, fapt care face ca particulele solide să fie aruncate spre periferie, iar aerul trece nestingherit prin cilindrul perforat. Praful colectat se evacuează prin gura 4.

Pierderea de presiune se calculează ca o rezistență locală (relația 6.23), luând coeficientul ξ =1,75, pentru cazul când 5% din debitul de aer intră în acumulatorul de praf.

6.4 Filtre

Metodele folosite la filtrarea aerului depind de natura şi dimensiunile particulelor şi de eficacitatea urmărită. Pentru filtrarea aerului se utilizează filtre cu saci, filtre umede, filtre cu masă ceramică, filtre electrice, filtre cu ulei.

6.4.1 Filtre cu saci

La trecerea amestecului de aer şi material solid în formă de praf printr-o țesătură de pânză, cea mai mare parte a materialului solid este reținută, iar aerul cu urme de praf trece prin pânză. In timpul funcționării pânza se îmbâcseşte cu praf, fapt care ajută la o mai bună filtrare a aerului. Dacă în timpul funcționării pânza nu este scuturată, pe partea pe care pătrunde aerul, se formeaza un strat de praf, care

acționează ca un strat filtrant suplimentar. Gradul de îmbâcsire al pânzelor de filtru se evaluează în mod obişnuit în g/m^2.

In cazul în care pânza este scuturată în timpul funcționării, o parte din praful depus pe suprafață cade, iar rezistența țesăturii la trecerea aerului nu mai este cea inițială. După mai multe scuturări în timpul funcționării, pânza recapătă rezistența inițială, care depinde atât de felul tesăturii cât şi de materialul care trebuie separat.

Suprafața tesăturii se eliberează mult mai bine de praf dacă, afară de scuturare, pânza este supusă unui curent de aer proaspăt care pătrunde prin țesătură în sens opus celui la care lucrează la filtrare. Rezistența pânzei este mai mică în acest caz decât în cazul unei scuturări simple. Dacă scuturarea şi suflarea pânzelor se fac la intervale scurte, 3-4 min., rezistența poate fi considerată practic constantă în timp.

Filtrele cu saci pot fi cu pânze fixe, cu scuturare, cu scuturare şi suflare, cu suflare. Filtrarea aerului se face ca urmare a trecerii acestuia prin țesătura textilă din care sunt executați sacii impuritățile existente în curentul de aer fiind reținute de țesătură.

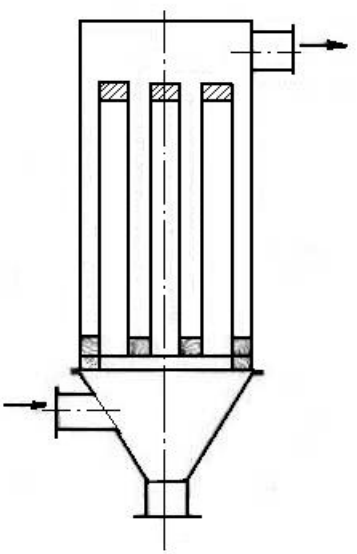


Fig. 6 32 Filtru cu pânze fixe.

In figura 6.32 este prezentat un filtru cu pânze fixe, montate în zig-zag pentru mărirea suprafeței filtrante. Filtrele cu pânze fixe se scutură normal la perioade de 8 sau 24 ore. Nefiind o suflare în sens invers celui cu funcționare normală, se foloseşte pânză subțire, netedă şi fără scame. Pentru a proteja pânzele filtrului, se recomandă pentru concentrația inițială a prafului, să nu depăsească 150 g/m^3. In cazul concentrațiilor inițiale mai mari, se recomandă o curățire prealabilă cu alte mijloace, ca cicloane, multicicloane etc. Debitul normal pentru acest gen de filtre este de 40-50 m^3/h·m^2; la valori mai mari rezistența la trecerea aerului prin filtru creşte mult.

Eficiența acestor filtre este de 98-99,8% pentru debitul normal de 40 m^3 / h·m^2. Aerul care pătrunde prin neetanşeitățile din mantaua filtrului, atunci când lucrează în depresiune pe conducta de absorbție, ajunge la 25% din volumul util.

Filtrele cu scuturare pot fi cu scuturare mecanică sau cu dispozitive acționate manual.

Un exemplu de filtru cu pânză cu scuturare este cel prezentat în figura 6.33. Motorul electric 1 acționează prin intermediul reductorului 2, cama 3. Cei patru saci 5, prin piesele lor de la partea superioară, sunt legați rigid de tija 4, care este ridicată

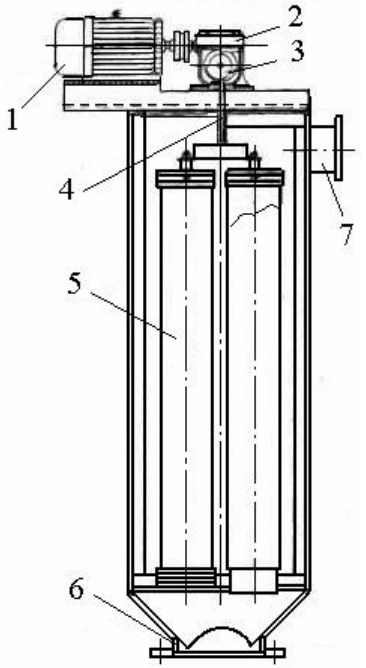


Fig. 6.33 Filtru cu saci cu scuturare mecanică**.**

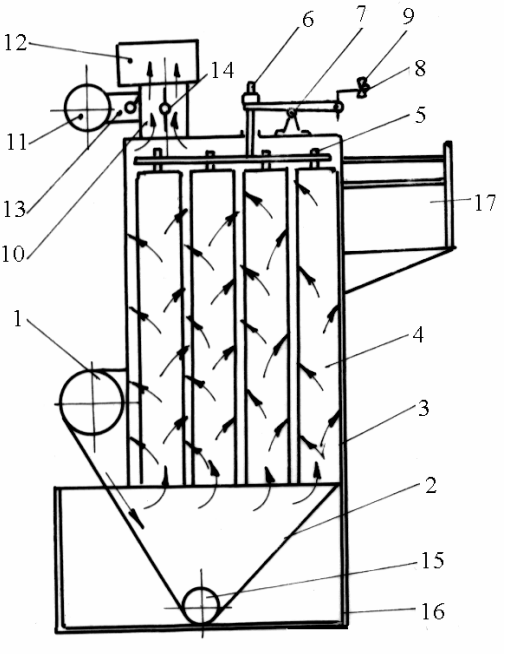


Fig. 6.34 Filtru cu saci cu scuturare şi suflare.

încet cu ajutorul camei 3 şi, la o anumită poziție, este lăsată să cadă brusc în jos. Prin căderea bruscă a tijei, se produce scuturarea sacilor de praful depus în interior.

Amestecul de aer şi praf intră prin gura de intrare 6, iar aerul iese prin gura de evacuare 7.

Suprafața de filtrare la acest utilaj este de 3 m^2. Incărcarea maximă la acest gen de filtre este de 180 $m^3/h \cdot m^2$, corespunzătoare la o rezistență a pânzei de filtrare de $(0,8\text{-}1) \cdot 10^3$ N/m^2. La încărcări mai mari de 180 $m^3/h \cdot m^2$, se observă străpungeri locale, care reduc mult eficacitatea.

Frecvența scuturării la acest gen de filtre este în funcție de concentrația amestecului, variind de la 1 la 15 scuturări pe minut.

Dimensiunile uzuale pentru saci sunt diametre de la 120 mm la 200 mm şi înălțimea de la 1500 până la 3000 mm. Unii proiectanți adoptă pentru saci forma tronconică, admitând ca această variantă asigură o scuturare mai eficientă.

În industrie sunt folosite adesea filtre cu scuturare şi suflare (fig.6.34). Acesta se compune dintr-o cutie metalică 3, fixată pe cadrul metalic 16. Cutia este împărțită în mai multe compartimente în interiorul cărora sunt fixați sacii 4, executați din țesătură din lână de calitate superioară. Partea inferioară a sacilor este fixată la capacul care desparte buncărul 2 de cutia propriu zisă, iar partea superioară la suportul 5. În

timpul funcționării o cameră se află în regim de scuturare iar cealaltă în regim de filtrare, fiecare cameră trecând pe rând în regim de scuturare. În regim de filtrare, aerul pătrunde în filtru prin conducta 1 şi trece prin buncărul 2 în interiorul sacilor 4. Particulele de material sunt reținute, de țesătura sacilor, iar aerul care iese din saci este aspirat prin conducta 10, în colectorul de aer filtrat 12. În acest timp clapeta 14 este deschisă, iar clapeta 13 este închisă.

Pentru scuturare, cama 9 fixată pe axul 8 antrenată în mişcare de rotație rotește periodic pârghia 7, care ridică si coboară tija 6 a suportului 5, scuturând astfel sacii. În acest timp, clapeta 14 este închisă, iar clapeta 13 deschisă. Aceasta permite ca prin conducta 11 să se sufle în interiorul camerei aer curat, pentru curățare, care pătrunde în saci din exterior spre interior. Scuturarea sacilor împreună cu curățirea lor cu aer, fac ca particulele de material să se desprindă de țesătură şi să cadă în buncărul 2, de unde sunt evacuate cu ajutorul transportorului elicoidal 15. Pentru a se putea urmări funcționarea filtrului, la partea sa superioară se află pasarela 17.

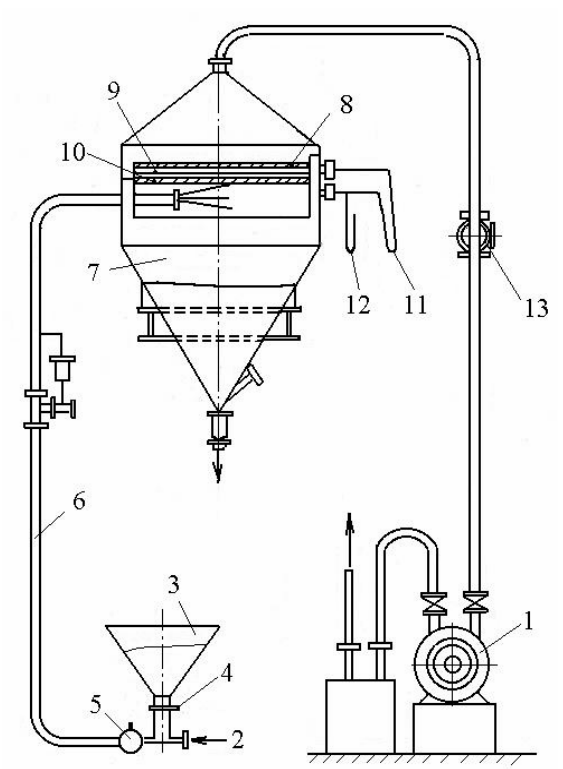


Fig. 6.35 Instalație cu filtru cu scuturare.

Incărcarea acestor filtre este de 150-180 $m^3/h \cdot m^2$. Pierderea de presiune variaza mult în funcție de tipul pânzei folosite.

In figura 6.35 este reprezentată schematic o instalație cu filtru cu suflare în sens opus celui cu funcționare normală. Spre deosebire de filtrul din figura 6.34, în timpul suflării nu se produce scuturarea sacilor. Din desen se vede că este vorba de o instalație în vacuum. Pompa 1 produce depresiunea necesară în instalație. Aerul pătrunde în sistem prin obturatorul 2, iar materialul pulverulent din buncărul 3 cade în curentul de aer la deschiderea sertarului 4. Materialul solid este antrenat prin conducta 6 în buncărul 7, unde particule mari se depun, iar praful fin împreună cu aerul ajunge la pânza de filtru 8.

Praful este reținut de pânză, iar aerul este evacuat cu ajutorul pompei de vacuum 1. In funcționare, pânza de filtru este lipită de plasa metalică superioară 9. Atunci când rezistența în pânză ajunge la o anumită valoare, de exemplu $1{,}2 \cdot 10^3$ N/m^2, manometrul cu lichid închide un circuit electric, care prin intermediul unui releu închide ventilul 5, întrerupând pătrunderea aerului în sistem şi transportul materialului. In acest fel, pompa de vacuum 1 produce în întregul sistem un vid înaintat care, la o anumită valoare, prin intermediul manometrului cu lichid 12, a unui circuit electric şi a unui releu, răsuceste automat vana cu trei căi 13. Prin vana 13, aerul din atmosferă pătrunde brusc în sistem, care era sub vid, pânza 8 este împinsă spre plasa metalică inferioară 10 şi, mai departe este curățată de curentul de aer care pătrunde în sistem.

6.4.2 Filtre umede

Folosirea unui lichid pentru reținerea unor particule fine existente într-un gaz, reprezintă o metodă eficientă de separare, care conduce la obținerea unui gaz cu puritate înaltă. Ca agent de spălare se foloseşte în general apa, care este adusă în contact cu gazul impurificat sub formă de peliculă sau stropi fini.

Contactul cât mai bun între gazul impurificat şi lichidul de spălare se realizează prin diferite variante constructive ale aparatelor pentru separare umedă.

Cel mai simplu aparat utilizat pentru purificarea umedă a aerului, la ieşirea din instalația de transport pneumatic, este filtrul umed din figura 6.36, care constă dintr-un recipient cilindric vertical, umplut parțial cu apă şi o conductă verticală deschisă la partea inferioară, coborâtă sub nivelul apei 1. Aerul cu praf introdus prin conducta 1, trece prin apă, impuritățile sunt reținute în apă şi sunt eliminate sub formă de noroi, prin gura de evacuare 2. Aerul curățat iese din filtru prin conducta 4. Pentru a se evita antrenarea particulelor de apă de către aer, la suprafața apei este montată o plasă de sârmă 3.

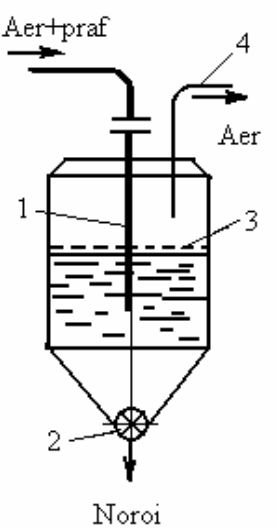


Fig. 6.36 Filtru cu apă

Diametrul filtrului se adoptă astfel încât viteza aerului prin filtru să fie < 0,3 m/s.

O altă categorie de aparate sunt: turnurile de spalăre cu sau fără umplutură, spălătoarele centrifuge, spălătoarele mecanice şi separatoarele cu spumă.

Turnurile de spălare sunt aparate cilindrice verticale prevăzute cu umplutură sau goale în interior, în care are loc curgerea în contracurent a aerului şi lichidului de spălare.

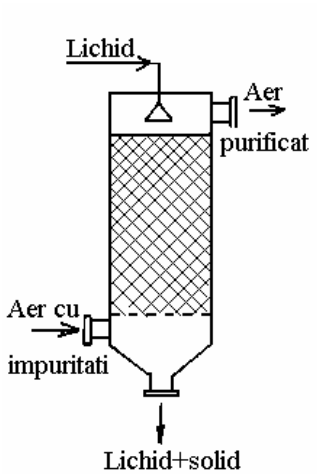


Fig. 6.37 Turn de spălare cu umplutură

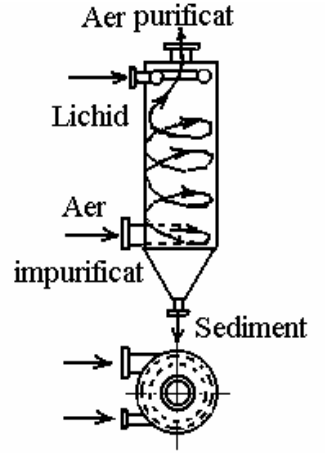


Fig. 6.38 Spălător centri - fugal cu film de lichid.

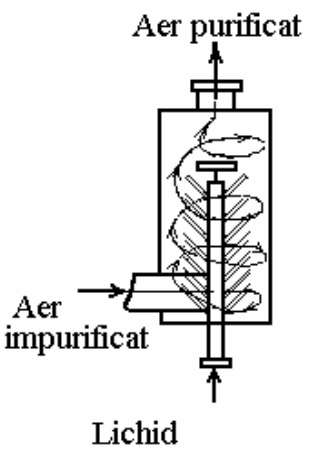


Fig. 6.39 Spălator centri - fugal cu lichid pulverizat

In figura 6.37 este prezentat un turn de spălare cu umplutură, în care lichidul stropit curge de sus în jos, iar aerul impurificat trimis sub grătarul pe care se află aşezată umplutura, circulă de jos în sus şi iese pe la partea superioară a aparatului.

Eficacitatea acestor turnuri este cuprinsă între 75% şi 85%, pe când la turnurile goale este ceva mai redusă, 60-75%.

Spălătoarele centrifugale pot fi cu film de lichid sau cu lichid pulverizat şi se caracterizează prin faptul că intrarea aerului se face tangenţial, astfel încât datorită forţei centrifuge, amestecul gaz - solid se deplasează în aparat după o spirală. In primul caz (fig.6.38) lichidul este stropit pe pereţii aparatului prin nişte duze şi se prelinge sub formă de peliculă. Particulele solide care vin în contact cu acest film de lichid sunt reţinute şi curg odată cu el la partea inferioară a aparatului. In cazul spălătorului din figura 6.39, lichidul este introdus printr-o conductă centrală prevăzută cu orificii, de unde este fin pulverizat în aparat. Particulele de praf din aerul impurificat introdus tangenţial, întâlnind aceste picături, se separă şi cad la partea inferioară a spălătorului, iar aerul purificat iese pe la partea superioară.

Eficacitatea acestor turnuri de spălare este de 85-87 %, dar, ca şi în cazul cicloanelor, cu cât diametrul aparatutui este mai mic, cu atât eficacitatea lui este mai mare, ajungând până la 98%.

Spălătoarele mecanice asigură realizarea unui contact cât mai bun între gaz şi lichid prin mişcarea unor elemente mobile. Dezintegratorul din figura 6.40 constă dintr-o carcasă metalică sub formă de melc 1, în care se roteşte axul orizontal 2, prevăzut cu două conuri de tablă perforată 3 şi un disc 4. Pe acest disc sunt fixate tijele orizontale 5 dispuse pe 3-4 cercuri concentrice intercalate între cercurile alcătuite din

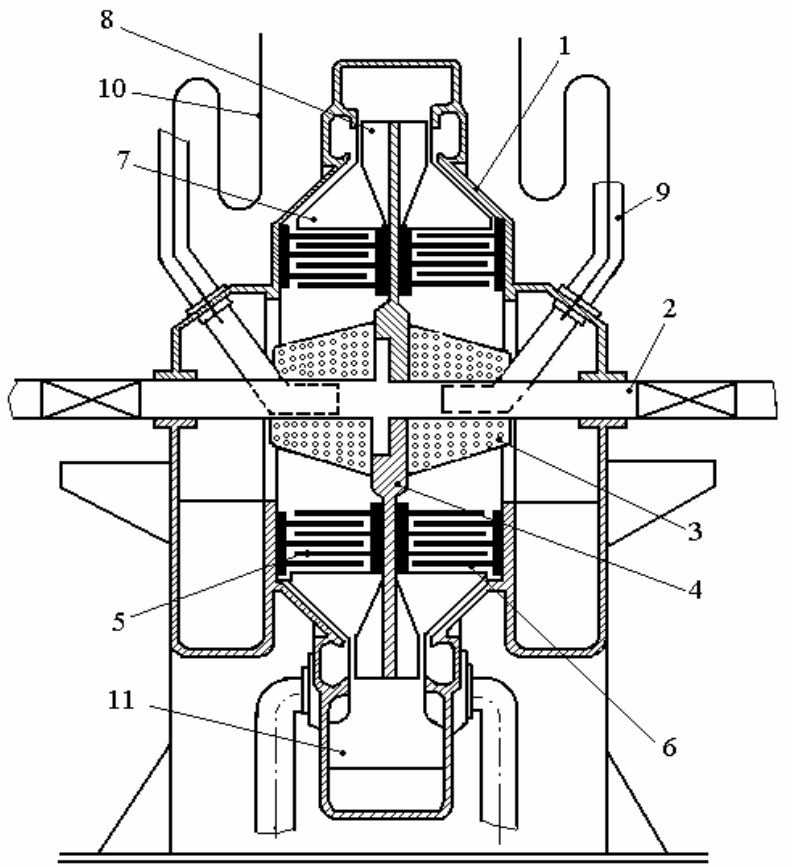


Fig. 6.40 Dezintegrator

tijele 6 ale statorului. La periferia discului sunt montate paletele 7 care servesc la spălarea şi separarea aerului de apă şi paletele de ventilator 8, necesare transportului aerului prin aparat. Apa de spălare introdusă prin conductele 9 este fin pulverizată prin orificiile conurilor 3 şi se amestecă cu gazul brut introdus în centrul aparatului. Amestecul trece prin sistemul de tije 5 şi 6, îmbunătățindu-se astfel contactul între aer şi lichid. Apa cu particulele solide antrenate se colectează, datorită forței centrifuge, în canalul 10, iar aerul purificat este evacuat prin paletele ventilatorului prin canalul 11.

Capacitatea de prelucrare a dezintegratoarelor este de 50-60 m^3/min, consumul de energie pentru 1000 m^3 de aer fiind de 5-6 kWh. Aceste separatoare sunt complicate din punct de vedere constructiv şi lucrează la temperaturi de maximum 60^oC; se folosesc mai ales în industria metalurgică pentru purificarea gazului de furnal.

Separatoarele cu spumă se bazează pe faptul că suprafața mare de contact, oferită de spume între faza gazoasă şi lichidă, permite reținerea suspensiilor solide dintr-un gaz. Aparatul din figura 6.41 constă dintr-un recipient 1 în care se găseşte un

grătar orizontal 2. Lichidul de spălare de pe grătar, al cărui nivel este menținut de pragul deversor 3, este adus în stare de spumă de către gazul brut trimis sub grătar prin orificiile acestuia. Spuma se deplasează continuu pe grătar cu particulele dispersate reținute, iar o parte din lichid împreună cu particulele mai mari se scurge prin orificii.

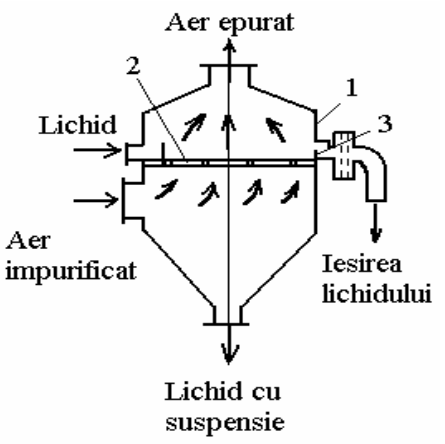


Fig. 6.41 Separator cu spumă

In aceste separatoare, viteza aerului este de 1,3-3 m/s, iar înălțimea stratului de spumă este cuprins între 40 şi 100 mm.

Au o eficacitate bună, pentru particule cu dimensiune minimă 5 μm .

6.4.3 Filtre electrice

Filtrele electrice se utilizează numai pentru purificare suplimentară, când anumite cerințe de protecție a mediului o impun. Principiul desprăfuirii electrice este indicat în figura 6.42. Catodul 1, format dintr-un fir metalic se găseşte în interiorul tubului 2, care formează anodul. Curentul de aer pătrunde prin ştuțul 3 şi iese prin ştuțul 4. Trecând prin câmpul electric format între catodul 1 şi anodul 2, gazul se ionizează. Primii ioni care au luat naştere întâlnesc la rândul lor alte molecule de gaz pe care le ionizează, astfel că în mod progresiv gazul capătă un grad ridicat de ionizare. Particulele solide întâlnind în calea lor ioni, se ionizează şi sunt atrase la anod, dacă particula este încărcată negativ. In practică se întâmplă acest lucru, atunci când se produc descărcări electrice printr-un fir metalic de diametru mic, adus la o sarcină negativă ridicată. Raza tuburilor anodice se alege între 75 mm şi 150 mm, iar diametrul firelor catodice se alege de 2 mm pentru gaze inerte şi 4 mm pentru gaze acide. Timpul de trecere a gazului prin filtru este de 2-3,5 secunde.

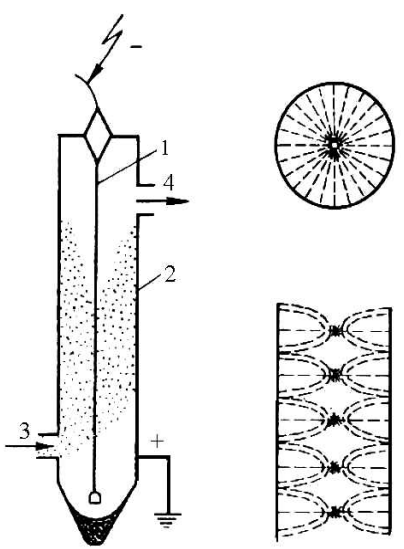


Fig. 6.42 Principiul desprăfuirii electrice.

După forma electrozilor aparatele industriale de purificare electrică a gazelor pot fi: filtre tubulare şi filtre cu plăci.

Filtrele electrice tubulare folosesc ca electrod de depunere tuburi verticale cu secțiune circulară, pătrată sau hexagonală, cu diamertul de 150 – 300 mm, în interiorul cărora, de-alungul axei, sunt întinse sârme conductoare cu diametrul de 1,5-2 mm, constituind electrozii de ionizare. Tuburile au lungimi de 3-4 m şi sunt străbătute de

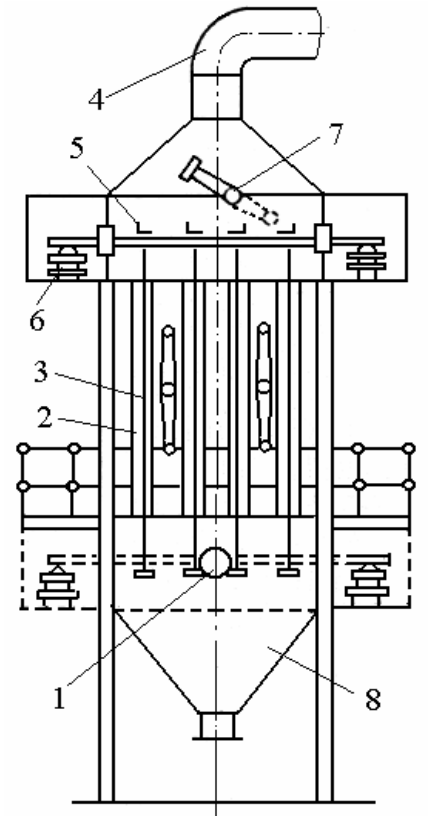


Fig. 6.43 Filtru electric tubular

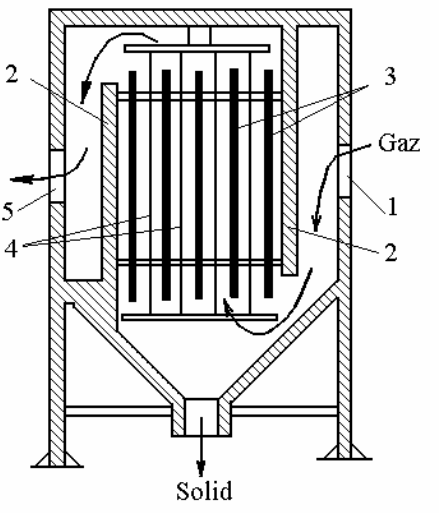


Fig. 6.44 Filtru electric cu plăci

gaz în paralel (fig. 6.43). Aerul impurificat pătrunde în filtru prin conducta 1, trece prin tuburile de depunere 2, în care se găsesc electrozii de ionizare 3; particulele în suspensie se depun pe suprafața interioară a tuburilor, iar aerul purificat părăseşte aparatul prin conducta 4. Filtrele conductoare sunt fixate de un cadru 5, care se sprijină pe izolatorii 6. Filtrul mai este prevăzut cu un dispozitiv de lovire 7, pentru scuturarea electrozilor. Praful rezultat din separare este colectat în fundul conic 8 al aparatului, de unde se evacuează. Circulația aerului se face de sus în jos, ceea ce face ca acesta să ajungă la izolatoare deja purificat, evitându-se astfel murdărirea lor. Montarea perfect centrată a conductorilor în interiorul tuburilor este dificilă şi există posibilitatea deplasării lor.

Filtrele electrice cu plăci (fig. 6.44), pot funcționa în poziție verticală sau orizontală, lungimea plăcilor care constituie electrozii de depunere fiind de 3-5,5m. Plăcile sunt construite din tablă dreaptă sau ondulată, din plase de sârmă sau grătare, iar electrozii de ionizare sunt conductori suspendați între plăci Aerul impurificat intră prin ştuțul 1 şi este forțat de pereții despărțitori 2 să parcurgă spațiul dintre plăcile 3 şi conductorii de ionizare 4 de jos în sus, în care are loc separarea prafului. Aerul purificat iese din filtru prin racordul 5, iar praful se colectează în partea inferioară conică a aparatului.

Filtrele cu plăci, spre deosebire de cele tubulare, nu pun probleme deosebite în ceea ce priveşte montajul şi de asemenea scuturarea lor se face mai comod. Insă datorită eficacității mai mari a câmpului electric şi a repartiției mai bune a gazului, în filtrele electrice tubulare se ating grade mai mari de purificare şi debite mai mari ale gazului, ceea ce le recomandă în cazurile când este necesară o separare înaintată sau când electrozii nu trebuie scuturați.

In unele aparate electrice, separarea are loc în două stadii distincte. Astfel, într-un prim stadiu se produce ionizarea între doi electrozi (tub şi fir), între care există un câmp neuniform (diferența de potențial 13000 volți), după care în al doilea stadiu are loc migrarea particulelor către suprafața de colectare, într-un câmp electric uniform, creat între două plăci paralele cu diferentă de potențial de 6000 volți. Aceste separatoare au eficiență mai mare si sunt foarte compacte.

6.4.4. Purificarea sonică a gazelor

Separarea sistemelor gazoase eterogene prin procedee sonice se bazează pe proprietatea particulelor solide sau lichide de a se aglomera, datorită vitezelor diferite pe care acestea le capătă sub influența undelor sonore. Particulele astfel aglomerate pot fi apoi separate într-un ciclon. Pe cale sonică se pot separa particule cu dimensiuni sub 10 μm, frecvența undelor folosite fiind de 1-100 kHz. Timpul necesar aglomerării este de câteva secunde şi, întrucât turbulența intensifică procesul, viteza gazului prin aparat trebuie sa fie de aproximativ1m/s.

O instalație de purificare sonică constă dintr-un generator de unde, plasat într-un turn de aglomerare şi dintr-un ciclon separator.

Generatoarele de unde sonore pot fi de diferite tipuri constructive, în scopul separării fiind utile numai cele care furnizează puteri acustice suficiente. Dintre acestea fac parte generatoarele cu jet (fig. 6.45 a) alcătuite dintr-o duză 1 din care aerul iese cu viteză mare, ajungând în camera de rezonanță 2, sau generatoare cu vârtej

(fig. 6.45 b) în care aerul introdus tangențial într-un tub cilindric produce zgomote puternice. Acestea au capacități mici de prelucrare (10-20 m^3/h) şi frecvențe de 6-65 Hz.

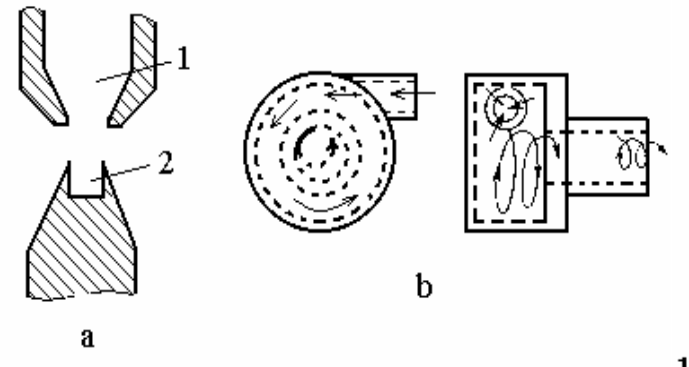


Fig. 6 45 Generatoare de unde sonore

In vederea curățirii aerului de particulele de apă sau alte lichide se utilizează instalația prezentată în figura 6.46. Aerul impurificat introdus prin conducta 1 străbate turnul de coagulare 2, în care generatorul sonic 3 creează câmpul sonic necesar separării, după care părăseşte aparatul intrând în ciclonul 4. Aerul purificat iese prin conducta 5, iar picăturile de apă sau alte lichide ies prin conductele 6 şi 7. Instalația mai este prevăzută cu un compresor de aer 8 pentru acționarea generatorului sonic şi cu duzele 9 pentru umezirea aerului brut.

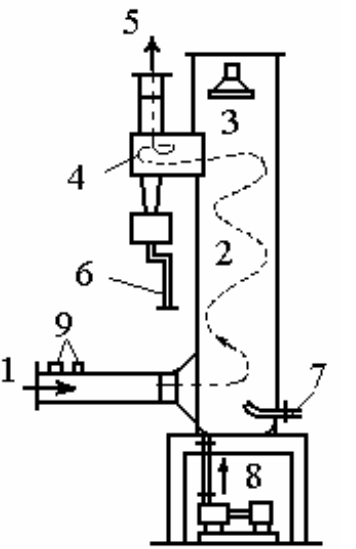


Fig. 6.46 Instalație pentru purificarea sonică a gazelor

Eficiența separatoarelor sonice este destul de ridicată, au un cost ridicat al exploatării, dar pentru aceeaşi capacitate, investițiile sunt mult mai reduse decât la filtrele electrice.

6.5 Conducte de transport

Produsele sunt dirijate de la un echipament la altul, sau spre locurile de descărcare sau depozitare prin intermediul conductelor. Conductele pot fi metalice sau din materiale plastice şi pot avea secțiune rotundă sau pătrată. Cele mai avantajoase sunt conductele metalice care: sunt rezistente la uzură, sunt rezistente la foc, prezintă un pericol redus de infestare a produselor, asigură o scurgere uşoară a boabelor şi etanşeitate foarte bună. In plus montajul lor se face uşor cu orice fel de combinații între tronsoane, în diferite plane, asigurând astfel o comunicare uşoară între utilaje.

Conductele de scurgere se fac de obicei cu lungimi de 1m şi 2m şi se asamblează între ele cu piese speciale numite manşoane şi coturi. Manşoanele servesc

la asamblarea conductelor având axul longitudinal în prelungire şi cu acelaşi diametru. Marginile conductelor trebuie pilite pentru a nu prezenta bavuri.

Conductele se execută din țevi de oțel obişnuit sau aliat (rezistent la uzură), neferoase sau mase plastice (în funcție de abrazivitatea materialului transportat). Grosimea pereților este de 1-3 mm, pentru presiuni până la $2{,}5.10^5$ N/m^2 şi grosimi mai mari la presiuni mai ridicate. Pentru buna funcționare a instalației de transport, pe întreg traseul trebuie să se asigure o etanşeitate perfectă. Asamblarea conductelor se face prin flanşe, cu garnituri care să asigure etanşeitatea.

Având în vedere posibilitatea de uzare a conductelor, trebuiesc luate măsuri în special în zonele de schimbare a direcției (în mod deosebit la coturi). In acest sens, se pot utiliza diferite variante de coturi (fig.6.39). Soluțiile prezentate în figura 6.39 b, c, d, s-au realizat tocmai pentru a evita scoaterea din uz a cotului în întregime, existând posibilitatea înlocuirii numai a zonei uzate. Pentru a nu avea rezistențe hidraulice mari, raza de curbură a cotului trebuie să respecte inegalitatea $R \geq 6d$, unde d reprezintă diametrul conductei. Datorită condițiilor de exploatare anumite părți ale conductei trebuie să fie flexibile.

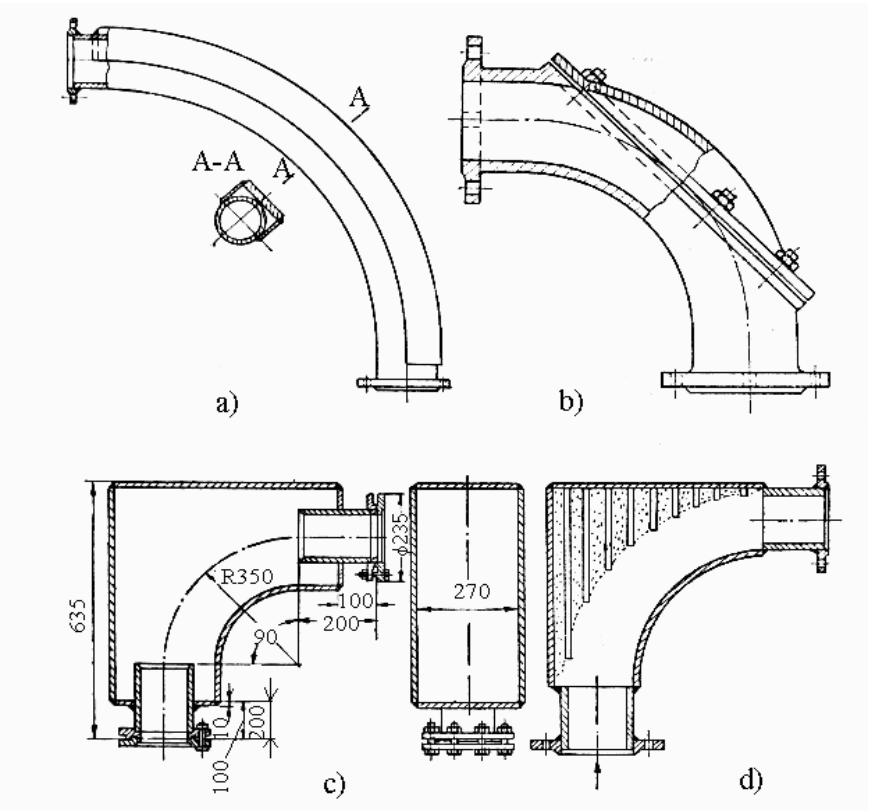


Fig. 6.39 Conducte

In figura 6.40 este prezentată asamblarea a doua conducte cu acelaşi diametru, având axele în prelungire. Diametrul interior al manşonului va fi egal cu diametrul "*d*" al conductei la care se adaugă 0,5mm.

In figura 6.41 se vede un astfel de manşon cu urechi de strângere, confecționat din tablă. Strângerea manşonului se face cu şuruburi.

Pentru verificarea curgerii corecte la îmbinarea a două tronsoane, se fac manşoane cu gură de vizitare (fig. 6.42).

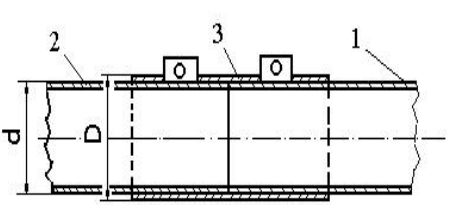


Fig. 6.40 Imbinarea a două conducte 1,2 - conducte, 3 - manşon.

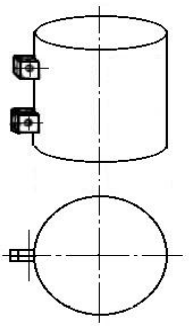


Fig.6.41 Manşon

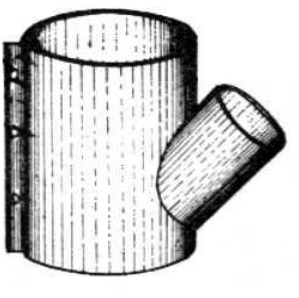


Fig. 6.42 Manşon cu gură de vizitare

Pentru îmbinarea conductelor care nu au axele în prelungire se folosesc coturile. Acestea se execută din fontă turnată şi pot forma unghiuri de 25 sau 30^o., între cele două plane ale secțiunilor de capăt. Coturile se execută din fontă deoarece, în cazul schimbării direcției particulele de material produc lovituri în coturi, producând eroziunea materialului din care sunt confecționate. S-au găsit coturi care, deşi aveau grosimi de 6 mm, au fost găurite după o activitate intensă de 6 luni de zile. Atât la partea superioară, cât şi la cea inferioară, coturile sunt prevăzute cu câte trei şuruburi de strângere prevăzute cu piulițe şi contrapiulițe.

In figura 6.43 sunt arătate o serie de astfel de coturi şi modul lor de asamblare. La unele conducte, în special în apropierea îmbinărilor pentru schimbarea direcției, se obişnuieşte să se prevadă ferestre de vizitare, pentru eventualele desfundări.

Pentru alimentarea echipamentelor, sau pentru distribuirea produselor pe mai multe direcții se folosesc pâlnii şi ramificații confecționate din tablă neagră de oțel de 2-3 mm grosime (fig.6.44).

La proiectarea acestor piese se va avea în vedere ca unghiul α să nu fie mai mare de 40^o, pentru a nu se înfunda conductele.

De asemenea la execuția acestor piese se va avea în vedere să se înlăture orice ieşitură sau bavură, la interiorul piesei, pentru a se împiedica depunerea de corpuri străine (sfori, paie, sârme) care ar putea provoca înfundarea conductei.

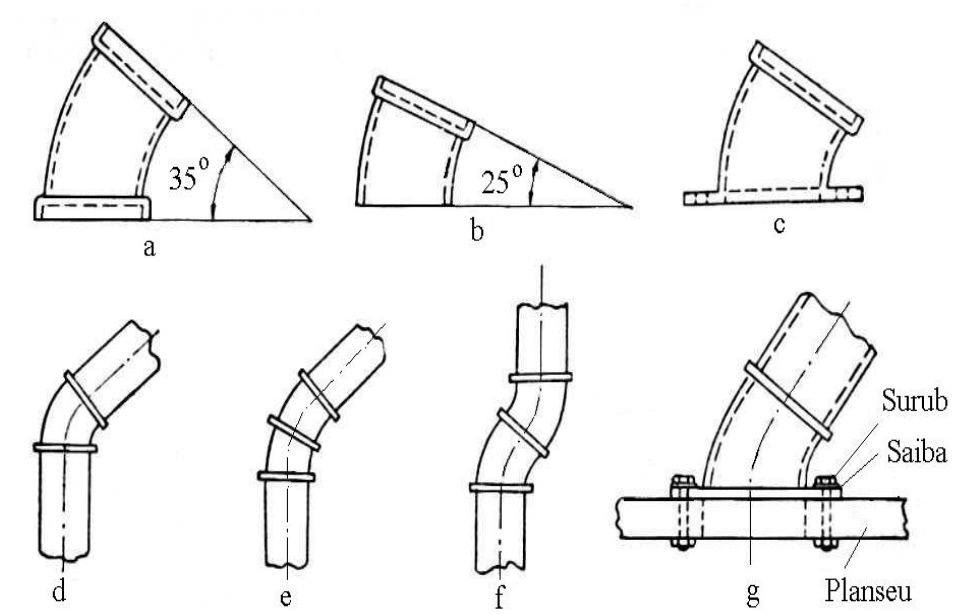


Fig. 6.43 Coturi şi sisteme de prindere
a - cot la 30°; b - cot la 25°; c - piesă de planşeu; d - ansamblu la 30°; e - ansamblu la 55°; f - asamblare cu schimbare de plane; g - fixarea unei conducte la planşeu.

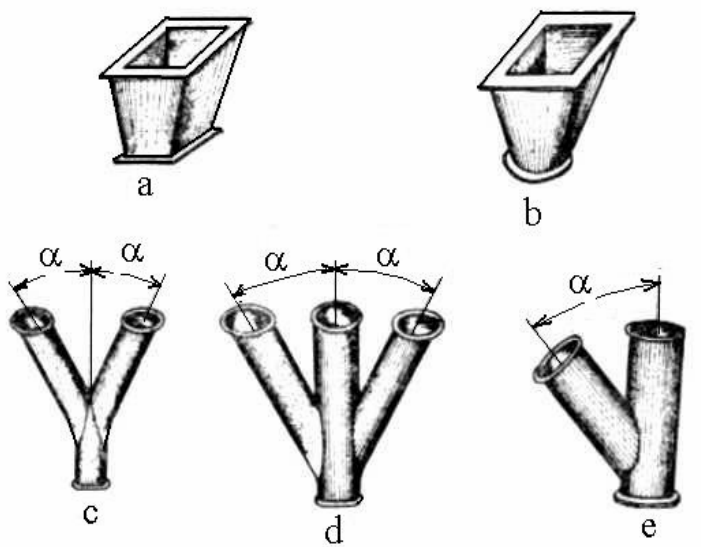


Fig. 6.44 Ramificaţii şi pâlnii
a – pâlnie de descărcare cu secţiune pătrată; b – pâlnie de trecere de la secţiune pătrată la secţiune rotundă; c – ramificaţie simetrică cu două căi **;** d **–** ramificaţie cu trei căi; e – ramificaţie asimetrică.

6.6 Şubere, clapete şi închizătoare

Pentru întreruperea curgerii produselor, se întrebuințează nişte dispozitive, numite şubere, clapete, închizătoare.

Şuberele sunt dispozitive care pot fi manevrate fie manual, fie cu servomotor. Cele manuale (fig. 6.45) sunt prevăzute cu o roată manevrată cu lanţ, care acționează prin intermediul unei roți dințate, o cremalieră dispusă pe o placă metalică (paleta) ce alunecă între şanțuri, închizând sau deschizând gura pe unde cade produsul.

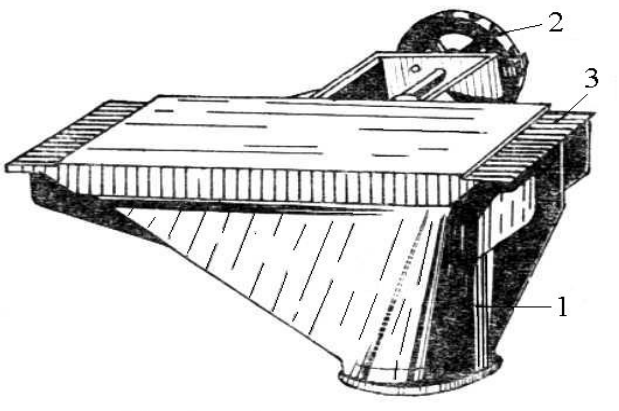


Fig. 6.45 Şubăr cu cremalieră

In general aceste şubere acționează orizontal, iar manevrarea lor se face în plan vertical de la o distanță de 2-3 m. Corpul şubărului şi paleta se fac din oțel.

Cel mai des se utilizează pentru închiderea părților inferioare ale separatoarelor şi cicloanelor (dar şi pentru evacuarea materialului), închizătoarele cu celule tip roată celulară, figura 6.46. Ele se compun dintr-un corp cilindric turnat 1, în care se roteşte un arbore 3 cu palete 2. Corpul este închis în lateral cu două capace 4, care cuprind şi lagărele arborelui. Aceste închizătoare funcționează similar

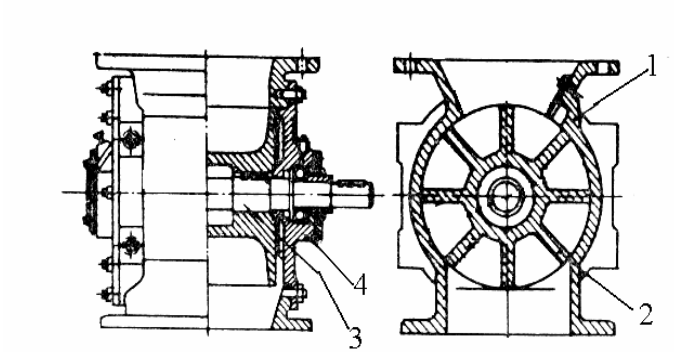


Fig. 6.46 Inchizător cu celule.

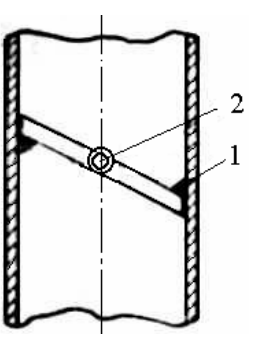


Fig. 6. 47 Clapetă
1-opritor; 2-clapetă

alimentatorului cu celule, la presiuni de (3-5).10^3 N/m^2.

Clapetele sunt tot un fel de şubere (fig. 6.47). Ele sunt executate din tablă de oţel de 3 mm grosime, au forma unei plăci circulare al cărei diametru este cu un mm mai mic decât diametrul tubului în care sunt montate. Clapeta se sprijină pe nişte opritori 1, pentru a nu se înţepeni din cauza coloanei de material. Atât şuberele cât şi clapetele sunt prevăzute cu indicatoare de cursă.

La scurgerea din buncărele cântarelor, în transportoarele de sub cântare sunt şubere care sunt manevrate cu servomotor. Pentru ca paleta şubărului să nu fie scoasă de pe glisiere, li se pun la capete nişte tampoane care ating un limitator de cursă, întrerup curentul care acţionează servomotorul şi paleta îşi întrerupe cursa. Paleta este prevăzută cu două limitatoare de cursă, unul pentru închiderea şi altul pentru deschiderea ei.

Şubărele şi clapetele sunt dispozitive pentru închiderea sau deschiderea unei singure căi de curgere.

Pentru distribuirea produselor pe două sau mai multe direcţii, se întrebuinţează distribuitoarele cu două, trei, sau mai multe căi rotative. Un distribuitor cu două căi are forma unui pantalon. Se folosesc distribuitoare simetrice şi asimetrice (fig. 6.48, 6.49).

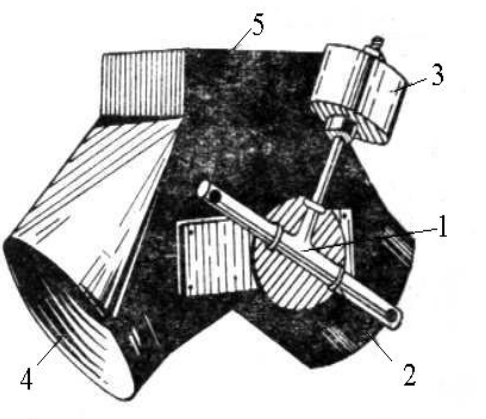


Fig. 6.48 Distribuitor simetric cu două căi 1 – ax; 2,4 – conducte; 3 – contragreutate; 5 – intrare în distribuitor.

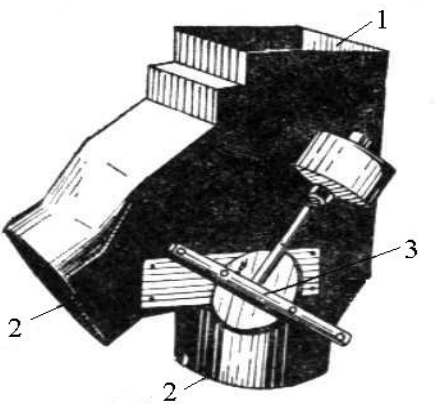


Fig. 6. 49 Distribuitor asimetric cu două căi: 1 – intrare; 2 – conducte; 3 – ax cu contragreutate.

HIDROTRANSPORT

7. Instalații de hidrotransport

Hidrotransport - transportul materialelor solide acumulate în curenții de apă prin conducte şi canale.

Din punct de vedere hidraulic curgerea realizată constituie o mişcare a unui fluid bifazic, solid - lichid, în care particulele solide sunt antrenate şi suspensionate în apă. Acest fluid bifazic poartă diferite denumiri cu caracter regional: tulbureală, şlam, pulpă, fiind vorba de un amestec între apă şi particulele solide. O denumire generală care i se poate atribui este aceea de hidroamestec.

Avantajele instalațiilor de hidrotransport:

Economice: randamente energetice globale de transport superioare altor sisteme; productivitate ridicată a muncii, instalații simple din punct de vedere constructiv, costuri de transport scăzute, siguranță în exploatare.

Ecologice: evită poluarea mediului ambiant cu substanțe chimice, sistemul de transport fiind închis între locul de producere şi cel de livrare sau depozitare.

Sanitare: realizează protecția personalului de exploatare.

Dezavantajele pe care le prezintă sunt următoarele:

- uzura abrazivă a pompelor din instalații, urmată de scăderea drastică a performanțelor lor;

- în cazul unei proiectări greşite sau exploatări necorespunzătoare se produce înfundarea conductelor sau uzarea lor rapidă.

Cu toate dezavantajele prezentate, avantajele au pondere mult mai mare, având în vedere că ele pot fi eliminate printr-o proiectare corectă şi o exploatare corespunzătoare.

7.1 Particularități privind instalațiile de hidrotransport

În funcție de proveniența lor şi de starea naturală, materialele hidro transportate se împart în următoarele categorii:

- materiale ce se prezintă sub formă granulară;
- materiale ce se prezintă sub formă de bucăți sau bulgări;
- materiale reziduale.

Experimental s-a constatat că hidrotransportul este optim, realizându-se cu preț de cost scăzut, pentru particulele solide cu diametrul cuprins între 0,01 mm şi 0,2 mm. Peste această valoare prețul de cost creşte rapid, stabilizându-se pentru particule cu diametru mai mare ca 10 mm.

Fenomenele fizice asociate hidrotransportului sunt legate de comportamentul individual şi de ansamblu al particulelor solide, în interacțiune complexă cu hidrodinamica şi proprietățile fizice ale fazei lichide, precum şi cu caracteristicile tubulaturii în care se realizează curgerea.

Mişcarea hidroamestecurilor este caracterizată de regimul de curgere şi, în cadrul fiecărui regim, de parametrii hidrodinamici ce cuprind pierderile de energie sub formă de sarcină hidraulică şi vitezele critice de transport.

7.1.1 Regimuri de curgere

Regimurile de curgere depind de viteza medie a hidroamestecului v_h [m/s], definită ca raportul între debitul volumic de hidroamestec Q_{am} [m^3/s] şi aria secțiunii de curgere S [m^2]. Regimurile de curgere studiate experimental pentru conducte orizontale, înclinate şi verticale se clasifică după cum urmează :

Regimurile de curgere în conducte orizontale pot fi:

a) sub formă de suspensie omogenă, ce se realizează la valori mari ale vitezei hidroamestecului şi dimensiuni mici ale particulelor solide, sub 0,04 mm. Distribuția particulelor este cvasiuniformă atât în secțiune cât şi de - alungul axului conductei, iar profilul transversal de viteze este cvasisimetric. Acest regim oferă siguranță maximă din punct de vedere al evitării înfundării conductei, dar din cauza consumului mare de energie specifică şi a uzurilor puternice ale tubulaturii, datorate vitezelor mari, utilizarea lui este contraindicată în instalațiile de hidrotransport.

b) sub formă de suspensie eterogenă, se realizează la viteze mai mici ale hidroamestecului, sau pentru dimensiuni mai mari ale particulelor solide (0,04-0,15 mm) şi se caracterizează prin repartiția neuniformă a particulelor solide, toate fiind în suspensie cu concentrație sensibil mai mare la partea inferioară a conductei şi

deplasarea vitezei maxime a hidroamestecului deasupra axului conductei. Acesta este regimul de lucru cel mai indicat în instalațiile de hidrotransport, realizându-se consumuri minime la energia specifică de transport.

c) cu depuneri cu pat mobil, ce se realizează pentru viteze şi mai mici ale amestecului, sau pentru dimensiuni ale particulelor cuprinse între 0,15 şi 1,5 mm şi se caracterizează prin faptul că toate particulele sunt antrenate într-o mişcare sau de alunecare, sau de rostogolire pe fundul conductei, iar distribuțiile de viteză şi de concentrație sunt puternic asimetrice. Practic acest regim trebuie evitat, deoarece implică pe lângă o uzură pronunțată a conductei şi un consum sporit de energie.

d) cu depuneri cu pat stabil, ce se realizează la viteze şi mai mici ale hidro amestecului, când energia transmisă de fluid stratului de solid târât nu mai este suficientă pentru menținerea acestuia în mişcare. Acest regim deşi protejează conducta împotriva uzurii, este total contra indicat fiind instabil şi necesită consum maxim de energie pentru transport.

In cazul tuturor regimurilor de mişcare are loc un schimb intens de material solid perpendicular pe direcția de curgere, schimb care se observă uşor mai ales în cazul curgerii cu pat mobil sau stabil, când particulele situate la limita superioară a patului sunt antrenate individual sau în grup, în permanență, de către hidroamestecul aflat în mişcare, antrenare diferențiată de-alungul conductei.

Delimitarea acestor regimuri nu este strictă, între ele existând zone de tranziție explicabile prin dimensiunile şi formele diferite ale particulelor solide transportate.

Regimurile de curgere în conducte înclinate sunt asemănătoare celor prezentate anterior, cu observația că pot apare diferențieri după cum conducta este ascendentă sau descendentă, în sensul curgerii hidro amestecului.

Regimurile de curgere în conductele verticale se realizează în condiții hidraulice mai simple decât în cazul conductelor orizontale. Astfel, pentru viteze la care în conducta orizontală curgerea este cu pat stabil, majoritatea particulelor fiind depuse, în conducta verticală se produce transportul întregului material solid, chiar şi în cazul curgerii ascendente. Totodată, în cazul curgerilor verticale se manifestă pregnant fenomenul de alunecare, adică existența unei viteze relative între particulele solide şi de lichid.

7.1.2 Pierderi de energie în hidrotransport

Dimensionarea tehnologică a instalațiilor de hidrotransport depinde de pierderile de energie (sarcină hidraulică), în corelație cu vitezele critice. In figura 7.1 este prezentată calitativ, pierderea de sarcină hidraulică specifică ce se produce într-o

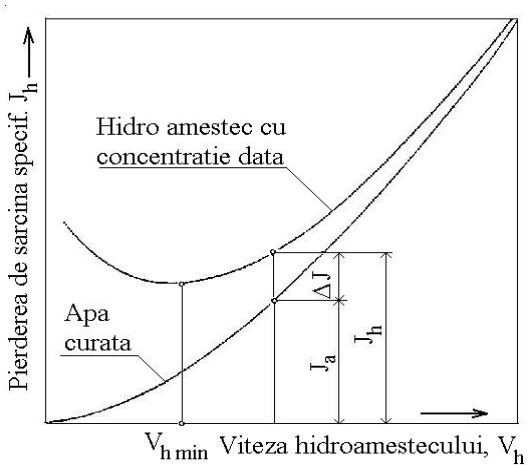


Fig. 7.1 Reprezentarea schematică a pierderilor liniare de sarcină la vehicularea hidro amestecurilor.

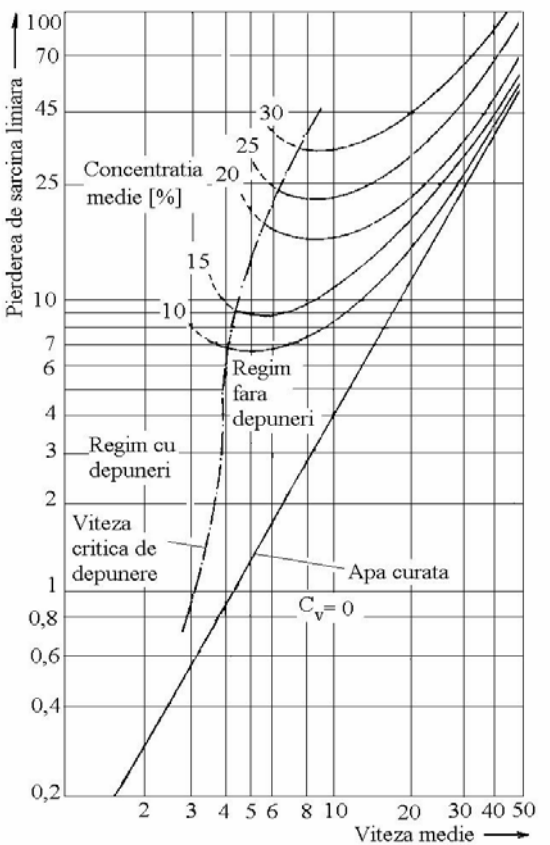


Fig. 7.2 Pierderi liniare de sarcină în funcție de concentrația de transport şi viteza medie.

conductă prin care circulă hidro amestec, cu viteza v_h [m/s], de concentrație dată şi pierderea de sarcină ce apare în aceeaşi conductă dacă circulă apă curată cu viteza $v_a=v_h$. In figură s-au făcut notațiile: J_a (%), J_h (%), ΔJ (%), care reprezintă pierderea de sarcină specifică în conductă la curgerea apei, respectiv hidroamestecului cu aceeaşi viteză medie, iar ΔJ este pierderea suplimentară datorită prezenței particulelor solide în apă.

Din figura 7.2 rezultă că pierderea de sarcină este dependentă de concentrația amestecului, pierderile crescând cu concentrația şi cu viteza medie, existând un minim al pierderii de sarcină a hidroamestecului.

In multe cazuri practice, datorită variației nedorite dar relativ frecvente a debitului afluent de hidroamestec aceeaşi instalație funcționează alternativ sau simultan în toate regimurile de curgere, prezentate anterior. Din acest motiv, este necesară prezentarea pierderilor liniare de sarcină pe conducte orizontale şi înclinate în funcție de regimurile de funcționare posibile şi în strânsă legătură cu granulometria materialului solid.

7.1.2.1 Transportul materialelor solide cu granulometrie uniformă

Conducte orizontale. In acest caz, se poate stabili oricare din cele patru regimuri de curgere prezentate anterior.

a. Curgerea sub formă de suspensie omogenă.

Cea mai mare parte a studiilor întreprinse arată că în cazul particulelor foarte fine (d<0,15 mm), hidroamestecul se comportă ca un fluid omogen. Pentru proiectarea instalațiilor se va utiliza vâscozitatea cinematică echivalentă a hidroamestecului, care se va determina experimental şi care este întotdeauna mai mare decât cea corespunzătoare apei aflată la aceeaşi temperatură. Se determină numărul Reynolds al curgerii hidroamestecului notat *Re* şi coeficientul de pierderi de sarcină liniară λ, în funcție de numărul *Re*, astfel:

- pentru: $4\cdot10^3 \le Re \le 10^5$, cu relația:

$$\lambda = \frac{0{,}3164}{Re^{0{,}25}} \tag{7.1}$$

- pentru: $10^4 \le Re \le 3{,}4\cdot10^6$, cu relația:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2\log\frac{Re\sqrt{\lambda}}{2{,}51} \tag{7.2}$$

Se calculează pierderea liniară de sarcină cu relația:

$$J_{am} = \lambda \frac{L}{D}\frac{v_{am}^2}{2g} \tag{7.3}$$

unde: L – lungimea conductei [m]; D – diametrul conductei [m];

v_{am} – viteza hidroamestecului [m/s];

g – accelerația gravitațională [m/s^2].

In final se determină puterea necesară pentru transportul hidroamestecului:

$$P_{nec} = \gamma_{am} \cdot Q_{am} \cdot J_h / \eta \tag{7.4}$$

unde: γ_{am} - greutatea specifică a hidroamestecului [N/m^3];

Q_{am} - debitul volumic de hidroamestec [m^3/s};

η - randamentul agregatului, care furnizează energia necesară hidrotransportului.

b) Curgere sub formă de suspensie eterogenă.

Curgerea sub formă de suspensie eterogenă constituie regimul optim din punct de vedere economic, deoarece consumul de energie specifică este minim, ceea ce înseamnă că se poate transporta un maxim de material solid cu o anumită cantitate de

energie. Pentru acest caz în practică nu există o unitate din punct de vedere al calculului pierderilor de sarcină.

c) Curgerea cu depuneri.

Curgerea cu depuneri include curgerea cu pat stabil şi pat mobil. In acest caz, pierderile de sarcină sunt, de cele mai multe ori, cu mult superioare valorilor indicate pentru regimurile prezentate anterior, datorită prezenței în conductă a dunelor şi a lanțurilor de dune. Pentru acest regim contraindicat în practică, s-au indicat mai multe relații de calcul pentru pierderile de sarcină, nefiind acceptată unanim nici una dintre ele.

Conducte înclinate. In acest caz, singura relație de calcul indicată in literatură este pentru curgerea sub formă de suspensie omogenă:

$$J_h = \lambda_{am} \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v_h^2}{2g} \cdot \frac{\rho_{am}}{\rho_a} + \left(\frac{\rho_{am}}{\rho_a} - 1 \right) \cdot C_T \sin\theta \qquad (7.5)$$

unde: - pentru un regim turbulent riguros se consideră $\lambda_h = \lambda_a \left(Re, \frac{K}{D}\right)$;

λ_a - coeficientul pierderii liniare de sarcină pentru apă curată;

- pentru un regim turbulent neted se calculează *Re* cu vâscozitatea cinematică echivalentă şi apoi coeficientul de pierderi de sarcină liniară al amestecului $\lambda_{am} = \lambda$, calculat cu relațiile (7.1) sau (7.2);

- θ - unghiul de înclinare al conductei şi se consideră pozitiv pentru conducte ascendente în sensul curgerii hidroamestecului.

- ρ_{am} - densitatea amestecului [kg/m^3]; ρ_a - densitatea apei [kg/m^3];

- C_T - concentrația de transport, definită de:

$$C_T = \frac{Q_m}{Q_{am}} = \frac{Q_m}{Q_m + Q_a}$$

Q_m, Q_a, Q_{am} – debitul volumic de material,respectiv apă sau hidroamestec, [m^3/s]

Conducte verticale. Sunt considerate un caz particular al conductelor înclinate, $\theta = 90^o$.

7.1.2.2 Transportul materialelor solide cu granulometrie diferită prin conducte orizontale

In acest caz, fenomenele sunt mai complexe decât în cazul materialelor cu dimensiuni uniforme. Din cauza diversității problemelor şi a dificultăților de experiment, există puține cercetări. Se disting trei tipuri de probleme:

- dacă există, chiar în cantități reduse, particule foarte fine (d_e<0,15 mm), atunci hidro amestecul se comportă ca un fluid nenewtonian;

- dacă hidroamestecul este format din particule fine, aflate în regim de curgere ca suspensie omogenă, calculul pierderilor de sarcină se face ca pentru un fluid echivalent, a cărui densitate şi vâscozitate cinematică depind de concentrația de transport;

- dacă hidroamestecul se află în regim de mişcare ca suspensie eterogenă, se poate utiliza pentru calculul pierderii de sarcină, relația recomandată pentru acest regim.

7.2 Tipuri de instalații de hidrotransport

7.2.1 Clasificare

Clasificarea instalațiilor de hidrotransport se face pe baza următoarelor criterii:

Circuitul parcurs de hidroamestec.

Din acest punct de vedere pot fi :

- cu circuit închis, cazul instalațiilor ce deservesc un flux tehnologic;

- în circuit deschis, cazul celor care asigură evacuarea rezidurilor rezultate din activitatea industrială.

Furnizorul de energie, poate fi:

- înălțimea geodezică existentă şi în acest caz hidrotransportul se face gravitațional prin conducte sau canale;

- un echipament hidrodinamic, care transformă energia electrică succesiv în energie mecanică şi hidraulică necesară efectuării hidrotransportului.

Modul de transmitere a energiei hidraulice materialului solid, impune împărțirea sistemelor de hidrotransport în:

- instalații în care hidroamestecul trece integral sau parțial prin echipamentul electromecanic format din una până la cinci pompe de hidroamestec montate în tot atâtea stații de pompare înseriate direct sau cu bazine intermediare, fie dintr-o pompă de apă curată şi un ejector.

- instalații la care hidroamestecul nu trece prin echipamentul furnizor de energie pentru transport, care este un compresor sau o pompă de apă curată mono sau multi etajată.

Debitul de amestec care trebuie transportat poate fi:

- constant, caz întâlnit constant în procesele tehnologice (circuite închise);

- variabil în limite foarte largi, cuprinse între debitul de calcul şi a patra parte din valoarea lui.

Traseul rețelei de hidrotransport care poate fi:

- suprateran (cazul cel mai frecvent);

- subteran, acest tip de rețea trebuie să prezinte maximum de siguranță în exploatare, deoarece orice avarie în subteran, pe lângă complicațiile tehnologice poate pune în pericol şi viața oamenilor.

Cantitățile de material transportat şi distanțele de transport sunt atât de variate, încât o clasificare din acest punct de vedere greu se poate face.

7.2.2 Instalație de hidrotransport. Prezentare generală

În schema prezentată în figura 7.3, din uzina de preparare aleasă ca furnizor de material solid, hidroamestecul este dirijat spre sistemul de îngroşare compus dintr-o baterie de îngroşare, unde se obține creşterea concentrației hidroamestecului în vederea obținerii unor randamente de transport ridicate. Din îngroşător pornesc două rețele:

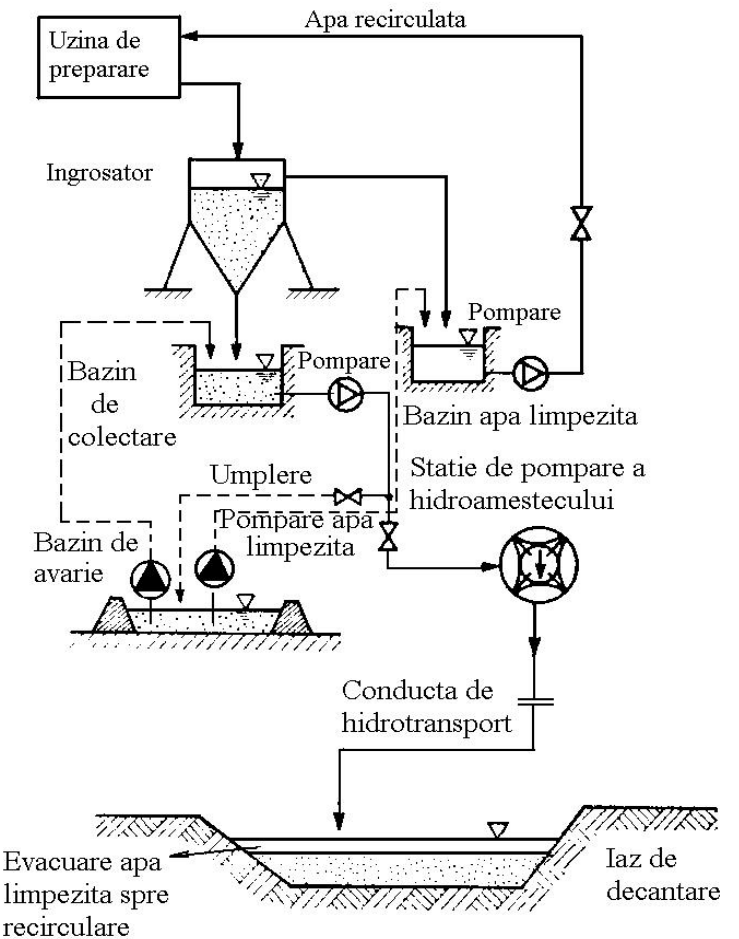


Fig. 7.3 Schema generală a unei instalații de hidrotransport

- una pentru apa limpezită, existentă într-un bazin de stocare, de unde cu ajutorul pompelor, este reintrodusă în fuxul tehnologic, obținându-se mari economii de energie electrică de pompare;

- cealaltă pentru hidroamestecul îngroşat, care ajunge la bazinul de aspirație al unei pompe de amestec, şi funcție de sistemul de hidrotransport, asigură transportul, până la locul de depozitare a rezidurilor, sau până la stația echipată cu tuburi sau camere de încărcare, care asigură transportul până la iazul de decantare.

În iazul de decantare se face depozitarea deşeurilor solide şi limpezirea apei utilizată în hidrotransport în vederea recirculării ei, sau deversării în emisar.

Tot sistemul de hidrotransport este prevăzut în locurile critice cu bazine de avarie.

7.2.3 Instalații de hidrotransport în care toată cantitatea de hidroamestec trece prin echipamentul electromecanic

Inima acestei instalații este pompa de hidroamestec, care transferă hidroamestecului aspirat dintr-un bazin în interiorul ei, energia necesară transportului şi îl refulează pe rețea. Această pompă este de construcție specială şi poate fi centrifugă sau volumică. Pompele de hidroamestec trebuie să reziste cât mai mult la uzura intensă prin abraziune provocată de ciocnirea particulelor solide cu organele active ale pompei.

Pompe centrifuge

In figura 7.4 sunt prezentate variante constructive ale rotoarelor pompelor centrifuge. Rotorul pompei este de construcție robustă cu un număr mic de palete cu grosime de 3-4 ori mai mare decât cea uzuală în cazul lichidelor. În funcție de caracteristicile geometrice ale particulelor rotorul este închis, deschis sau turbionar. Discul posterior este prevăzut pe partea situată spre carcasă cu palete de descărcare, drepte sau curbate, în scopul eliminării particulelor solide care intră în interstițiul dintre rotor şi carcasă. Tot pentru protecția rotorului, este introdusă în spatele rotorului, din exterior apă curată. Această apă este furnizată de o pompă, care asigură în interstițiul menționat , o suprapresiune de circa 10^5 N/m^2 (1 bar).

La pompele mici (presiune sub $3 \cdot 10^5$ N/m^2 şi debite până la 150 m^3/ oră), există rotoare executate din cauciuc, plast – durom sau placate cu materiale rezistente la abraziune. În cazul pompelor mai mari, rotoarele sunt executate din oțel aliat sau fontă supuse unor tratamente termice.

Carcasa pompei este secționată, fiind executată din două bucăți, asamblate cu şuruburi pentru montare şi demontare rapidă, iar în interior carcasa este căptuşită cu acelaşi material din care este confecționat rotorul. Pompele utilizate în hidrotransport

funcţionează întotdeauna înecat; nivelul hidroamestecului în bazinul de aspiraţie trebuie să fie cu minim 0,5-1 m deasupra flanşei de refulare a pompei.

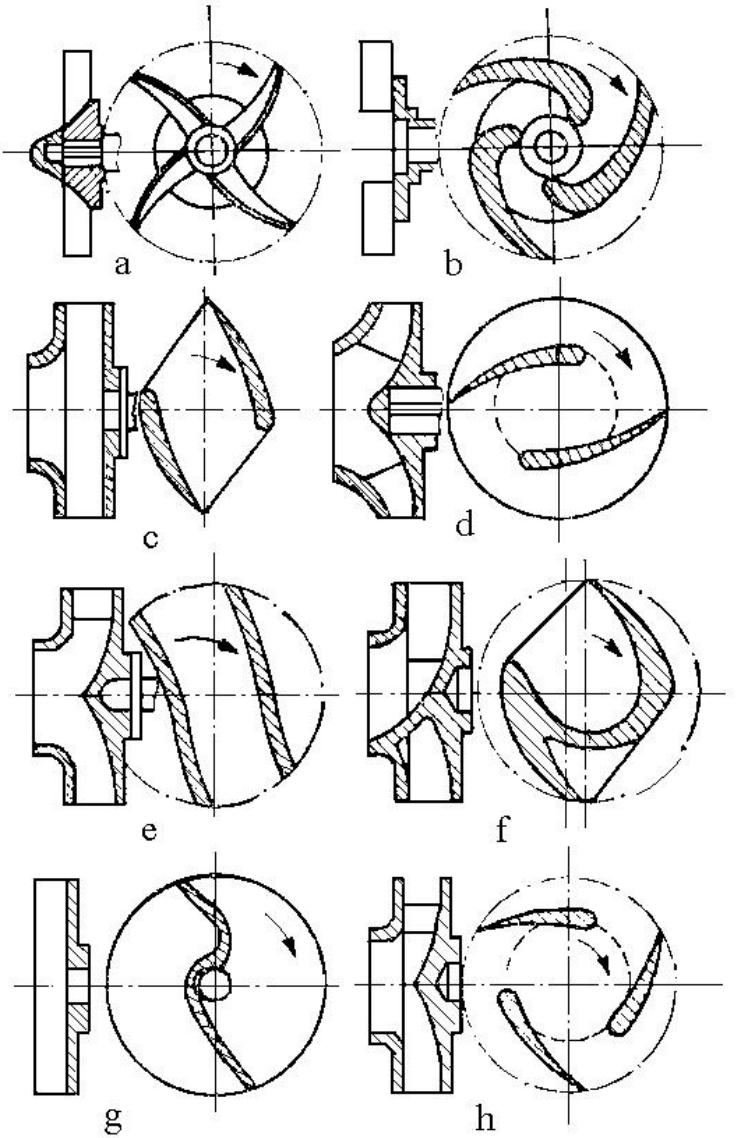


Fig. 7.4 Rotoare de pompe centrifuge pentru hidroamestec.

Pentru sarcini de pompare mai mari ca $(10\text{-}12)\cdot10^5$ N/m^2 (100-120 m coloană de apă), sau pentru debite mai mici decât 60 m^3/h, se adoptă soluţia înserierii mai multor pompe amplasate în tot atâtea staţii de pompare înşiruite de-a lungul traseului, dar cu efecte negative asupra randamentului şi costului hidrotransportului.

Principalele dezavantaje ale pompelor de hidroamestec utilizate la instalațiile de hidrotransport existente în țară sunt:

- durata de funcționare a ansamblului rotor-carcasă este foarte scăzută, fiind cuprinsă între 500 ore (cazul cel mai frecvent la noi) şi 1000, maxim 2000 ore. Această durată relativ mică este determinată de uzura abrazivă, la care sunt supuse organele pompei, provocată de particulele solide.

- randamente inferioare cu cca. 20% - 25% celor care corespund pompelor de apă curată cu caracteristica debit-presiune similară. Aceste diferențe sunt determinate de particularitățile constructive: jocuri mari între rotor şi carcasă care determină un randament volumic mai mic, precum şi datorită frecărilor mai mari ce se produc între hidroamestec şi canalele hdraulice ce determină un randament hidraulic scăzut.

Pompele volumice sunt mai puțin utilizate în instalațiile de hidrotransport deoarece realizează debite relativ mici.

7.2.4. Instalații de hidrotransport cu pompă de apă şi ejector

Transformatorul hidraulic cel mai utilizat este ejectorul al cărui principiu de funcționare este prezentat în figura 7.5.

Prin ajutajul 1 pătrunde în camera de amestec un debit de apă motor Qa, furnizat de o pompă de apă curată de înaltă presiune. Jetul produs de ajutaj are viteză

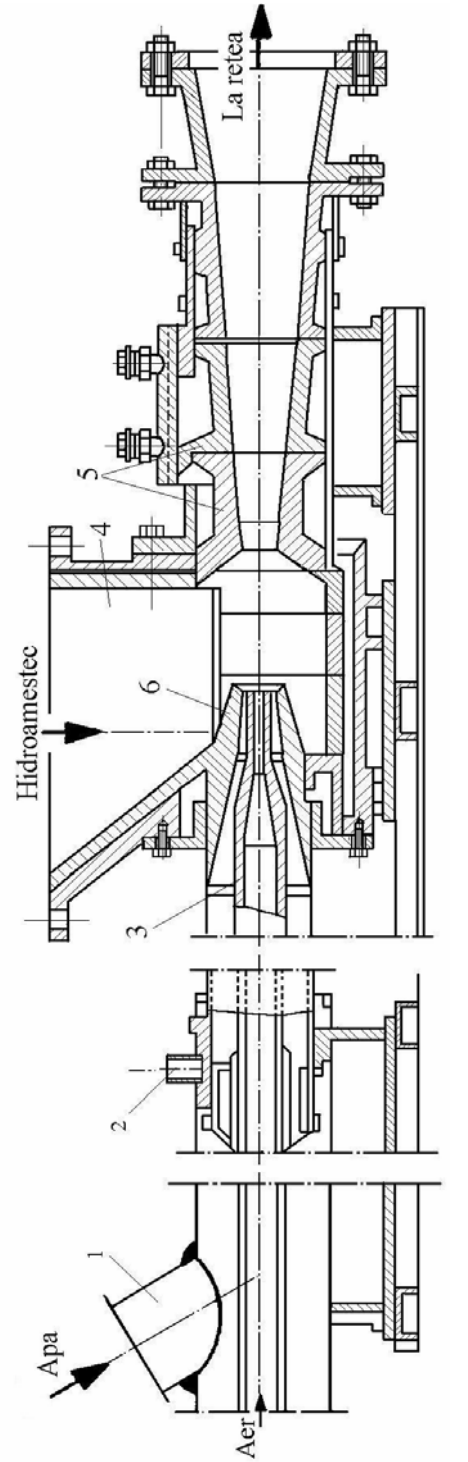


Fig. 7.5 Ejector cu diuză centrală

mare şi la pătrunderea în camera de amestec 2 produce o depresiune. Depresiunea creată conjugată cu greutatea materialului solid, determină căderea particulelor de material în camera de amestec, unde se produce transferul de energie de la apă la particulele solide. În camera de amestec se produce o barbotină (amestec de apă şi hidroamestec), care este dirijată spre difuzorul 3 unde se realizează transformarea unei părți din energia cinetică în energie de presiune, hidroamestecul fiind dirijat spre conducta de hidrotransport. Aerul introdus pe conducta centrală are rolul de a impiedica formarea dopurilor de material în zona ajutajului.

Acest sistem are două dezavantaje:

- randamentul ansamblului format din electropompa de apă curată şi ejector este scăzut (cca. 25-30 %);

- lungimile echivalente pe care poate fi utilizat sunt cuprinse între 1 şi 2 km;

Cu toate dezavantajele prezentate sistemul s-a impus în practica mondială deoarece:

- transferul de energie se realizează prin intermediul unor piese statice, care rezistă mult mai bine la eroziune abrazivă, deci sunt mult mai sigure în funcționare;

- construcție simplă şi piese de schimb mult mai ieftine decât în cazul utilizării pompelor de hidroamestec;

- posibilități de montare – demontare în timp redus.

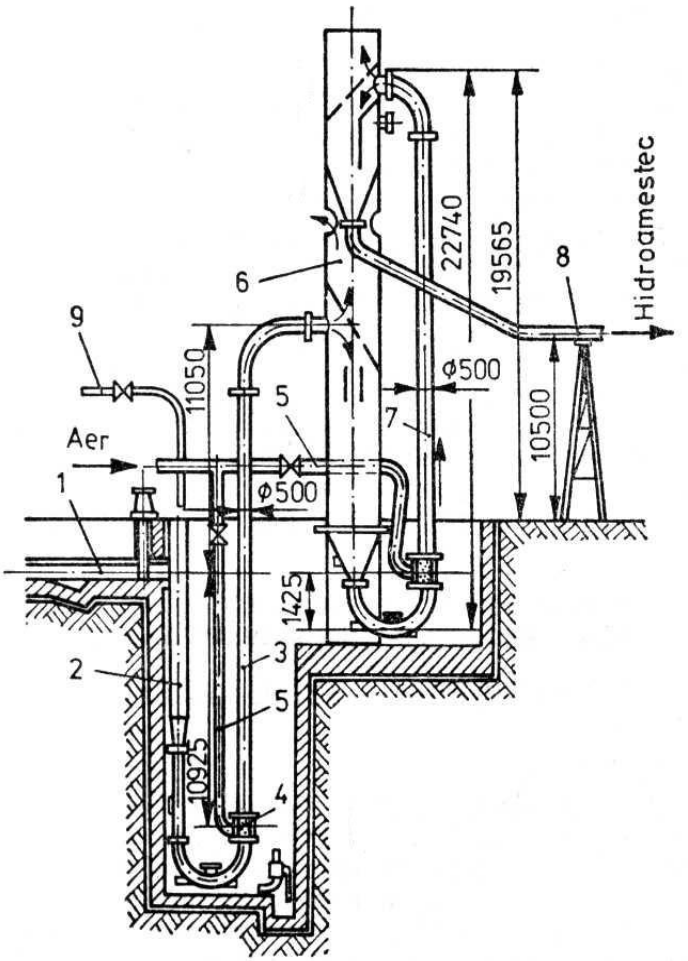
7.2.5 Instalații în care hidroamestecul nu trece prin furnizorul de energie pentru transport

a) Instalație aer – lift

Acest tip de instalație este utilizată pentru extragerea particulelor solide, în general nisip şi pietriş de la adâncimi mari. In figura 7.6 este prezentată o instalație în care energia necesară hidrotransportului este furnizată de aerul sub presiune injectat de un compresor în camera de amestec 4, aflată în imersiune. Principiul de funcționare se bazează pe diferența de greutate specifică dintre amestecul de apă, aer şi particule solide şi amestecul apă, particule solide în care este introdus tubul de presiune. Aerul sub presiune alimentează camera de amestec şi provoacă o scădere a greutății specifice a amestecului format din cele trei faze: solid, lichid şi gaz. Datorită presiunii hidrostatice, acest amestec este ridicat pe verticală până la camerele colectoare.

Aceste instalații suferă o uzură mică datorită vitezelor mici ale amestecului trifazic, iar construcția lor propriu-zisă este simplă, excepție făcând stația de compresoare. In cazul vehiculării particulelor solide în interiorul unei uzine de

preparare, se poate folosi aerul comprimat preparat în stația decompresoare, echipată suplimentar cu capacitățile necesare pompelor cu gaz.



1 - canal de aducțiune;
2 - conductă de evacuare;
3 - conductă de ridicare;
4 - camera de amestec;
5 - conductă de aer comprimat;
6 - separator de aer;
7 - conductă ascendentă de şlam;
8 - conductă de transport;
9 - conductă de spălare

Fig. 7.6 Instalație cu aer lift

b)Instalație cu camere de ecluzare

In figura 7.7 este prezentată schema de principiu a unei instalații cu camere de ecluzare. Materialul granulat este adus în stare uscată de către banda transportoare 6 la partea superioară a camerelor. Acesta este dirijat alternativ de către rampa distribuitoare 7 în camera de stocare 5, de unde, tot alternativ este descărcat în camera de antrenare 4, aflată la presiunea de lucru din conducta de refulare. Din camera de antrenare materialul este antrenat de jetul de apă curată produs, de ejectorul 2 care este alimentat de pompa de înaltă presiune 1, pe conducta de hidrotransport 3. Regimul presiunilor în camerele de lucru se realizează cu ajutorul unui sertăraş 12, funcționarea

fiind asigurată de un sistem automat de comandă cu program 11, cu regulator mecanic şi transmisie hidraulică. Camerele lucrează alternativ, în timp ce o cameră de stocare se umple, cealaltă cameră de antrenare (care nu comunică cu ea) se descarcă. Existența camerelor de ecluzare determină creşterea distanței de transport până la 3 km.

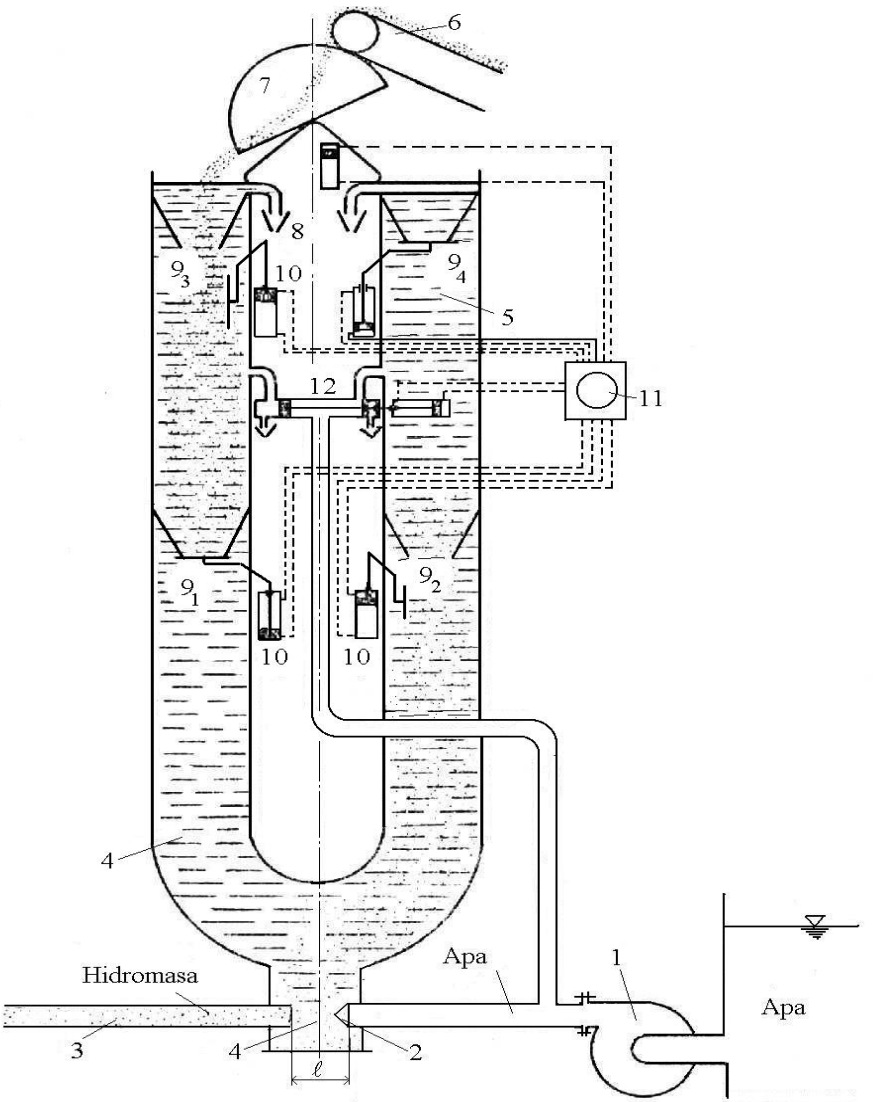
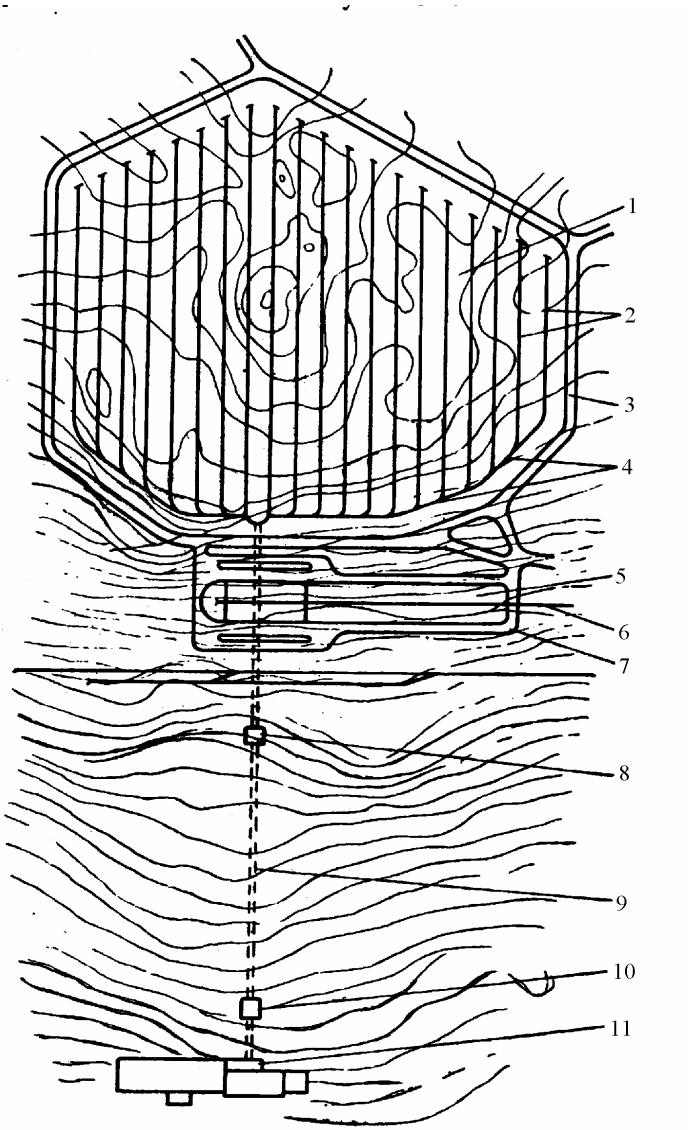


Fig. 7.7 Instalație cu camere de ecluzare. Schemă de principiu.
1-pompă de apă; 2-ejector; 3-conductă de hidrotransport; 4-camera de antrenare; 5-cameră de stocare; 6-bandă transportoare; 7- rampă distribuitoare; 8- gura de alimentare cu preaplin; 9-clapetă de închidere-deschidere; 10- cilindru hidraulic (servomotor); 11- sistem hidraulic de comandă cu program, 12- sertăraş de scoatere şi punere sub presiune a camerelor.

7.2.6 Instalație de hidrotransport pentru materiale în bucăți

Instalațiile de hidrotransport pentru materiale în bucăți se folosesc: în fabricile de zahăr pentru transportul sfeclei de zahăr; în fabricile de spirt pentru transportul cartofilor şi a malțului verde, în fabricile de conserve pentru transportul roşiilor, merelor şi a altor legume şi fructe.

In figura 7.8 este prezentată schema unei instalații de hidro transport , pentru transportul sfeclei din câmp la o fabrică de zahăr.



1 - zona de depozitare a sfeclei în câmp;
2 - conducte de transport în câmp;
3 - căi de acces;
4 - conducte de transport de colectare;
5 - zonă de spălare;
6 - cale ferată pentru aducerea sfeclei la spălare;
7 - căi de acces în zona de spălare;
8 - stație intermediară de ridicare a sfeclei transportate;
9 – conducte principale de hidro transport;
10 – clădire cu instalații de captare a nisipului, pietrelor, paielor şi a altor impurități;
11 – corp principal al fabricii de zahăr.

Fig. 7.8 Instalație de hidrotransport pentru sfeclă

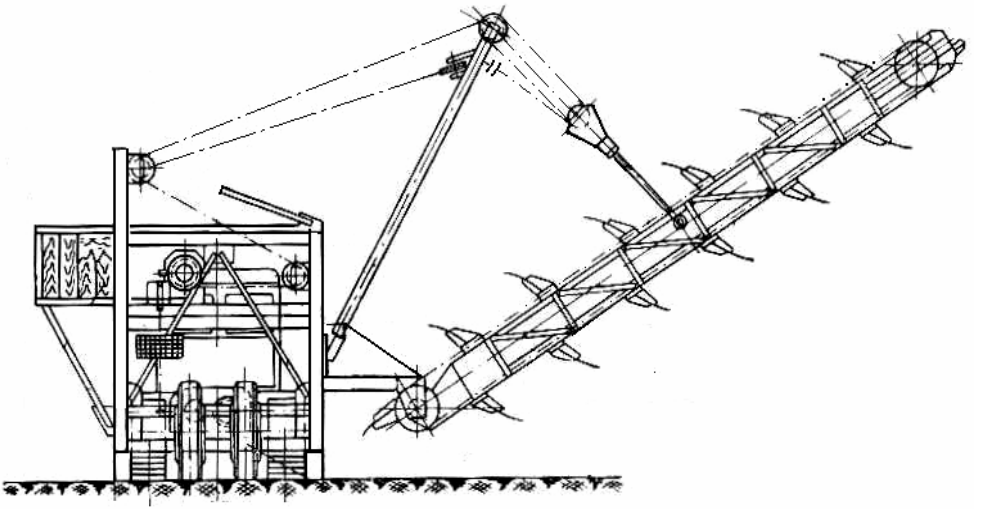


Fig.7.9 Instalație de alimentare mobilă.

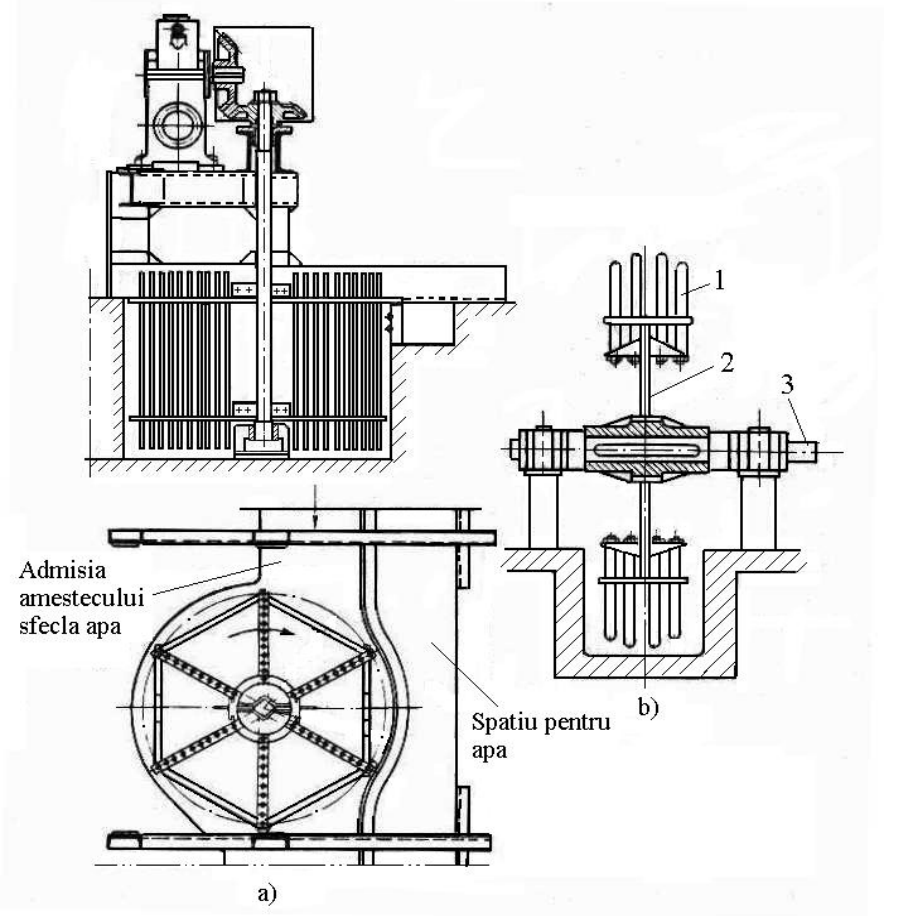


Fig. 7.10 Dozatoare

Alimentarea instalației de hidro transport cu sfeclă se realizează cu ajutorul unui transportor (fig.7.9), instalat pe un tractor sau pe un escavator, care lucrează asemenea unui screper. In acest caz pătrunde mai puțin pământ în instalația de hidrotransport. Tractorul sau escavatorul se deplasează între grămezile de sfeclă ca să preîntâmpine zdrobirea sfeclei sub șenile.

Pentru reglarea intrării sfeclei în fabrică se utilizează regulatoare cu arbore vertical sau orizontal (fig.7.10). Regulatoarele lasă să treacă apa, dar opresc surplusul de sfeclă peste cel normal, necesar procesului tehnologic. Regulatorul cu arbore vertical se prezintă ca o roată hexagonală, executată din bare de oțel, care are șase spițe (fig.7.10 a). Diametrul roții are 1m, înălțimea peretelui este 800 mm. Arborele este pus în mișcare de un motor de 1,5 kW. Reglând turația arborelui se reglează admisia sfeclei în fabrică. Barele se așează astfel încât axul lor să treacă prin marginea pereților de tablă a instalației de transport hidraulic.

Regulatorul cu arbore orizontal se compune dintr-un disc 2 fixat pe arborele 3, pe disc fiind fixată prin sudare grebla 1 (fig. 7.10 b). Arborele este pus în mișcare de un electromotor cu puterea de 1,5 kW. Modificând numărul de turații ale discului de la 2 la 4 pe minut , se reglează admisia sfeclei în fabrică. Diametrul discului este de 3m.

Pe lungimea zonei de alimentare cu sfeclă, începând de la peretele stației de spălare se instalează după fiecare 25-35 m, închizătoare sub formă de grilaj. Ele sunt destinate pentru întreruperea alimentării cu sfeclă pe lungimea instalației de transport.

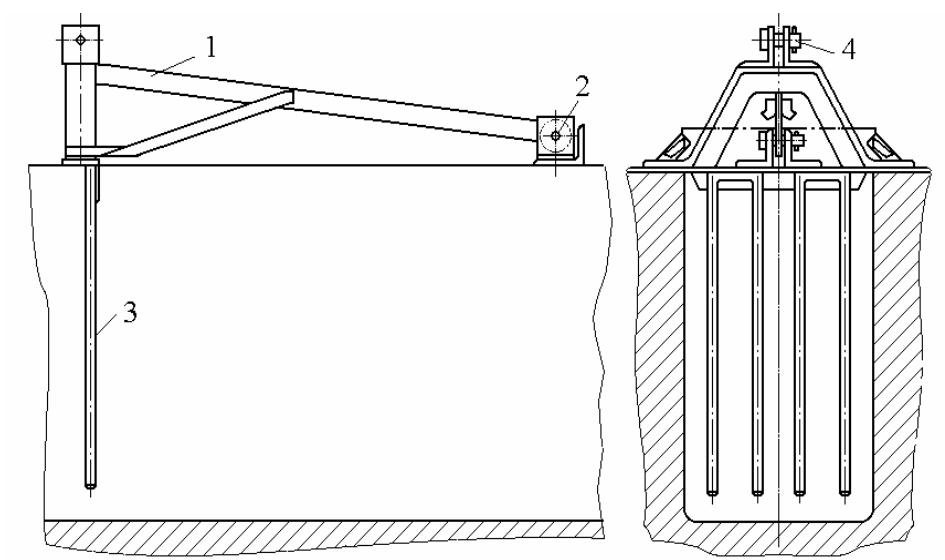


Fig. 7.11. Inchizător

In figura 7.11 este prezentat un închizător, a cărui pârghie 1 este legată la grătarul 3. Pârghia se rotește în jurul axului 2. In partea superioară a pârghiei este

aşezat inelul 4, de care este fixată o bucată de cablu. Acest cablu se cuplează cu un alt cablu care se înfăşoară pe o tobă, iar la capătul său se fixează o sarcină, a cărei greutate proprie echilibrează închizătorul. Pentru a întrerupe alimentarea cu sfeclă cablul se înfăşoară pe toba troliului, sarcina coboară, iar închizătorul coboară sub acțiunea propriei sale greutăți.

7.2.7 Instalație pentru transportul pulsatoriu şi controlat al particulelor solide dispersate în fază lichidă

Instalația prezentată în figura 7.12 asigură un transport pulsatoriu şi controlat al particulelor solide, adică un transport care se efectuează intermitent, la intervale de timp ce pot fi definite şi în cantități care pot fi dozate după nevoie.

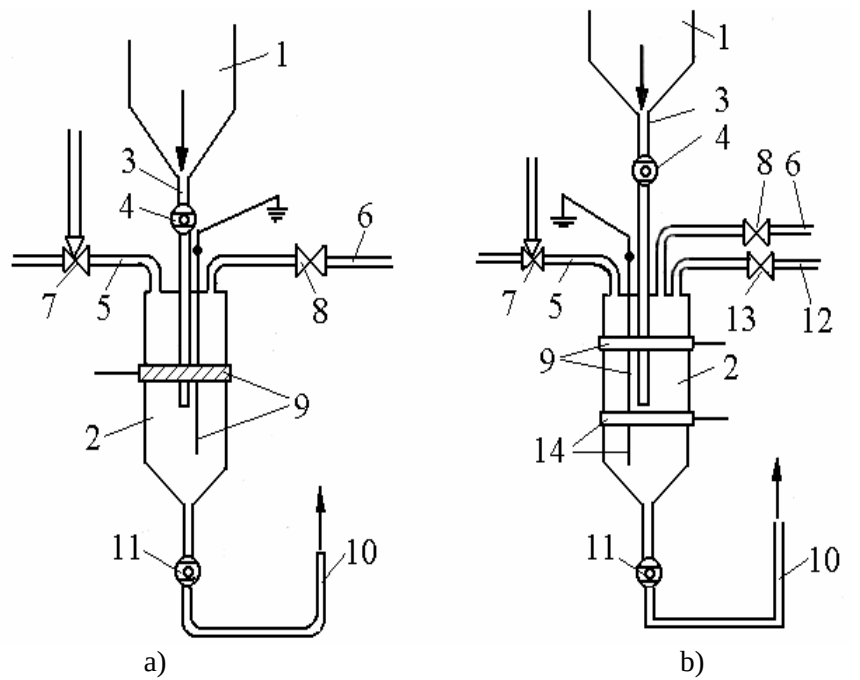


Fig. 7.12 Instalație pentru transportul pulsatoriu şi controlat al particulelor solide dispersate în fază lichidă

Instalația din figura 7.12 a, este formată dintr-un recipient 1 în care faza solidă este dispersată într-o masă de lichid care deversează într-un alt recipient cu fund conic 2, prin intermediul unei conducte de descărcare 3, pe care se găseşte un ventil 4 ce poate fi acționat pneumatic sau electric. In recipientul cu fund conic 2 sunt montate două conducte 5 şi 6, pe conducta 5 fiind montat un ventil cu trei căi 7, iar pe conducta

6 care este conducta pe care se reglează nivelul în recipientul 2, prin adăugare de lichid, se monteaza un ventil 8.

Nivelul lichidului în recipientul cu fund conic 2 mai poate fi reglat şi de o sondă capacitivă 9, lichidul fiind evacuat printr-o conductă 10, pe care este montat un ventil 11 cu acționare electrică sau pneumatică.

In timpul funcționării faza solidă dispersată în faza lichidă, care se află în recipientul 1, este deversată în recipientul cu fund conic 2 prin deschiderea ventilului 4, unde este supusă unei presiuni de aer sau gaz inert, prin acționarea ventilului cu trei căi 7. Datorită presiunii care există în recipientul 2, materialul ce se află pe conducta 3 este împins înapoi în recipientul 1, după care se deschide ventilul 4, iar particulele solide dispersate în masa lichidă din recipientul 2 se vor decanta pe fundul conic al recipientului. Prin deschiderea ventilului 11, particulele solide de pe fundul recipientului 2 vor fi împinse şi descărcate prin conducta 10 scăzând în acelaşi timp şi presiunea în recipientul 2, după care se închide ventilul 11.

Pentru restabilirea nivelului de lichid din recipientul 2 se deschide ventilul 8, prin intermediul unui circuit corespunzător de alimentare acționat de sonda capacitivă 9. Reglând durata operațiilor, debitul de transfer al fazei solide este variat continuu, iar odată fixată durata operațiilor, debitul menționat rămâne stabil în decursul timpului.

Prin varierea presiunii gazului introdus în recipientul 2 cu ajutorul ventilului cu trei căi 7 este posibil ca materialul să fie transportat la diferite distanțe sau înălțimi.

In aceste transferuri se folosesc ca fază solidă sfere mici din hidroxizi de toriu sau plutoniu, sau uranați de amoniu, cu densitatea 1,3 kg/dm^3, iar ca fază lichidă se întrebuințează apa care are densitatea 1 kg/dm^3, lichidul de substituire fiind un amestec de tetraclorura de carbon, cu densitatea de aproximativ 1,15 kg/dm^3.

In figura 7.12 b este prezentată o altă variantă constructivă, conform căreia există posibilitatea ca lichidul în care a fost dispersată inițial faza solidă să fie înlocuit cu un alt lichid care are o densitate mai mare decât a lichidului inițial şi mai mică decât a fazei solide. Acest lichid este introdus în recipientul 2 prin intermediul unei conducte 12 cu un ventil 13, care este acționat de un circuit corespunzător de alimentare stabilit de o sondă capacitivă14.

Această instalație lucrează asemănător cu cea prezentată în prima variantă constructivă, efectuîndu-se în plus două operații suplimentare. In prima operație se restabileşte nivelul noului lichid introdus în recipientul 2 prin deschiderea ventilului 13, prin intermediul unui circuit corespunzător de alimentare acționat de sonda capacitivă 14. In cea de a doua operație suplimentară se restabileşte nivelul lichidului primar introdus în recipientul 2 prin deschiderea ventilului 8 cu ajutorul unui circuit corespunzător de alimentare acționat de sonda capacitivă 9.

Din cele menționate anterior, reiese că stratificarea fazei solide din lichidul inițial în noul lichid, se produce din cauza valorilor diferite de densitate. De fapt, faza solidă este colectată în recipientul 2, deoarece densitatea ei este mai mare decât cea a noului lichid, în timp ce lichidul inițial se separă de noul lichid tot în recipientul 2, deoarece densitatea lui este mai mică decât a celuilalt lichid.

Instalația pentru transportul pulsatoriu şi controlat al solidelor dispersate în faza lichidă, prezintă următoarele avantaje:

- realizează dispersia uniformă a sferelor solide;
- se montează uşor fără eforturi mari;
- construcție simplă şi compactă.

7.2.8 Instalație de hidrotransport pentru zgură

In figura 7.13 este prezentată o instalație de hidrotransport, destinată a fi folosită la evacuarea zgurilor de la cazanele de abur. Această instalație include un motor electric 1, care prin intermediul unui cuplaj 2, antrenează o pompă centrifugă 3.

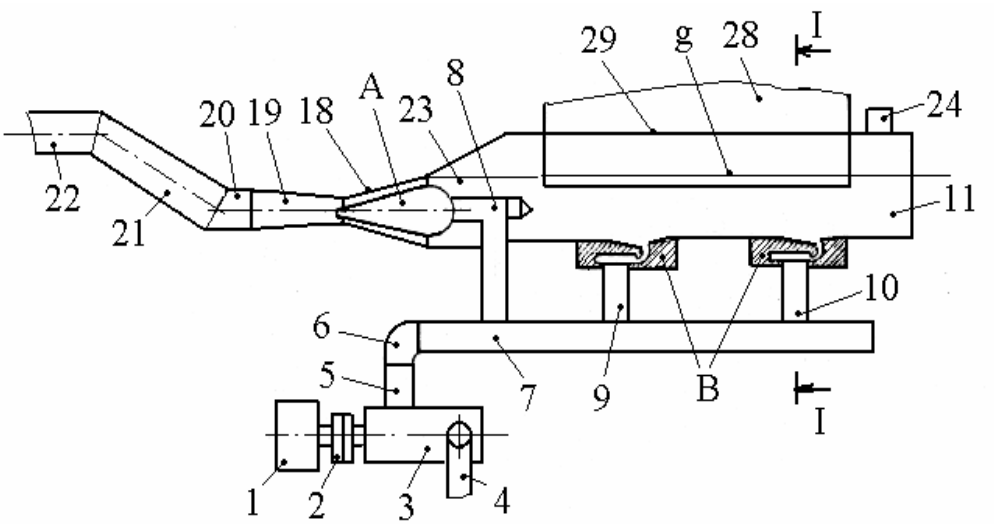


Fig. 7.13 Instalație de hidrotransport pentru zgură.

Pompa centrifugă aspiră apă printr-o conductă 4 şi o refulează prin intermediul unei alte conducte 5 şi al unui cot 6, într-o conductă de distribuție 7. De la conducta de distribuție 7 apa sub presiune alimentează printr-o conductă 8, un ejector Coandă exterior A şi prin alte conducte 9 şi 10 două ejectoare Coandă B, montate la partea inferioară a unei cuve 11, unde este realizat un amestec de apă şi zgură. Ejectorul A este format din distribuitorul 12, fixat într-un corp 13, folosind un element suport 14.

Distribuitorul 12 (fig.7.14), este prevăzut cu nişte orificii “a”, prin intermediul cărora apa sub presiune trece prin nişte ajutaje “b”, realizate prin montarea corespunzătoare a corpului 13 şi a unor piese centrale 15, care urmăresc un profil curb “c” al corpului 13, antrenând din cuva 11 amestecul apă-zgură.

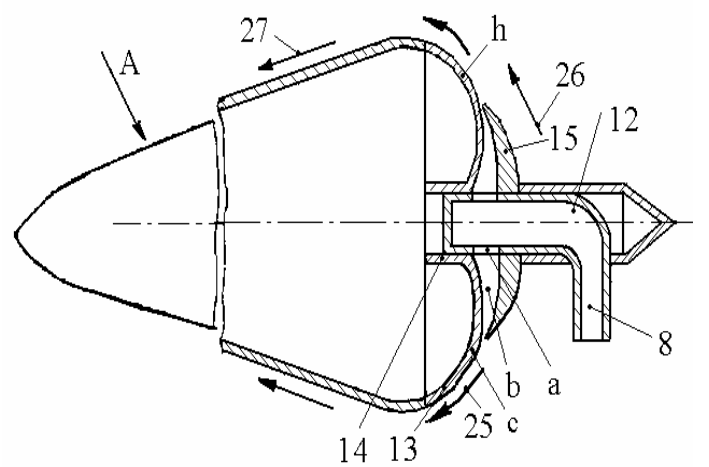


Fig. 7.14 Ejector Coandă “A”

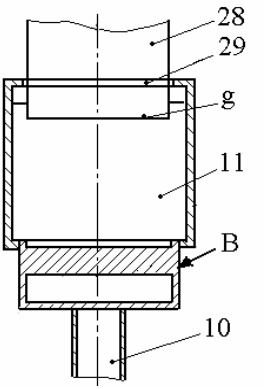


Fig. 7.15 Secțiunea I-I

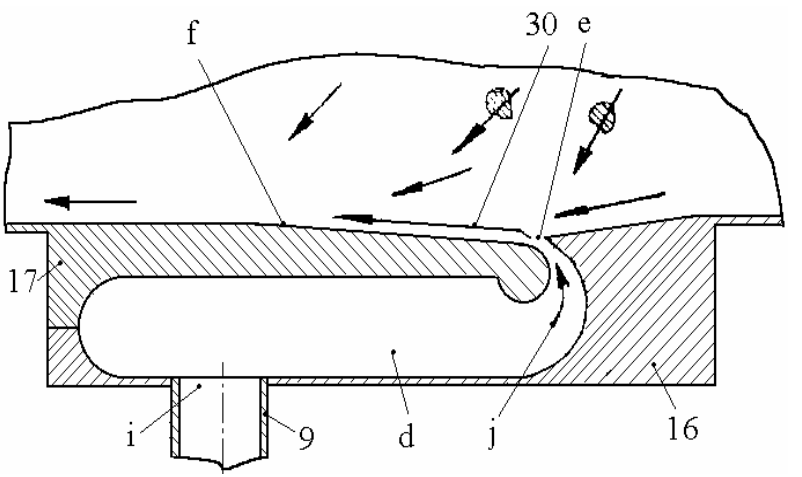


Fig. 7.16 Ejector Coandă “B”

Ejectoarele B cu efect Coandă (fig.7.16), includ o cameră “d”realizată între două corpuri 16 şi 17 în care pătrunde apă sub presiune, prin conducta 9 sau 10 şi iese printr-o fantă “d” sub forma unui jet de mare viteză cu efect Coandă, urmărind o suprafața profilată “f” de la partea superioară a ejectorului B. In acelaşi timp se produce împiedicarea depunerii de material din amestecul apă – zgură la partea inferioară a cuvei 11şi deplasarea lui spre ejectorul exterior Coandă A.

Ejectorul A este montat la partea anterioară a cuvei 11, în interiorul unui ajutaj 18 convergent, continuat cu un ajutaj divergent 19. Aceste elemente constructive realizează vehicularea şi evacuarea amestecului apă-zgură din cuva 11, care a fost adus până la un nivel “g” folosind nişte conducte 20,21,22, care conduc amestecul fie spre un concasor, fie direct la un iaz de decantare a zgurii. Difuzorul 23 realizează cuplarea între cuva 11 şi ajutajul convergent 18. Zgura căzută pe fundul cuvei 11 este antrenată pentru evacuare cu ajutorul efectului Coandă produs de ejectoarele B, montate la partea inferioară a cuvei 11. De asemenea conducta 24, fixată la cuva 11, foloseşte pentru a introduce apă de răcire în cuvă.

Instalaţia funcţionează după cum urmează. Apa sub presiune destinată transportului este introdusă prin intermediul orificiilor “a”, a ajutajelor “b” şi al conductei 8. Un jet de apă de mare viteză iese prin fantele “h”, determinând antrenarea amestecului de zgură şi apă, după o săgeată 26, rezultând un jet conic 27.

Funcţionarea corespunzătoare a instalaţiei este determinată de ejectoarele B, montate la partea inferioară a cuvei 11. Zgura formată în unul din focare 28 cade prin intermediul unei piese de imersiune 29, într-o cantitate de apă, aflată la un nivel “g” introdusă prin conducta 24. Prin intermediul conductelor 9 şi 10 este asigurată alimentarea cu apă sub presiune a ejectoarelor B, prin nişte orificii “i”, fiind introdusă în camera “d” de unde printr-un ajutaj convergent “j” şi al fantei “e” iese sub forma unui jet de mare viteză, conform săgeţii 30, jet care urmăreşte suprafaţa profilată “f”, producând o antrenare puternică a amestecului de apă şi zgură căzută pe fundul cuvei 11, înspre zona ejectorului “A”.

Instalaţia prezentată are următoarele avantaje:

- reprezintă o soluţie constructivă simplă, uşor de exploatat şi întreţinut;
- asigură reducerea la minim a defecţiunilor mecanice;
- asigură un grad de fiabilitate mărit.

7.2.9 Instalaţie de hidrotransport a materialelor granulare

In figura 7.17 este prezentată o instalaţie de hidrotransport a materialelor granulare, prin conducte la distanţe mari. Instalaţia este compusă din: trei tuburi ecluzoare de încărcare A, B şi C, o conductă de hidrotransport 1, necesară transportului hidromasei până la locul de destinaţie, o pompă (sau staţie de pompare) 2, de joasă presiune, pentru încărcarea hidromasei în tuburile A, B şi C, o pompă (staţie de pompare) de înaltă presiune 3, necesară trecerii hidromasei din tuburile A, B şi C în conducta de transport 1, bazinele de aspiraţie 4 şi 5 necesare pompelor 2 şi 3, o conductă de refulare 6 pentru pompa 2, o conductă de refulare 7 pentru pompa 3, o

conductă 8 pentru evacuarea din tuburi a apei folosite, un aparat 9 de măsură şi control a debitului de hidromasă pompat în tuburi respectiv, în conducta de transport,

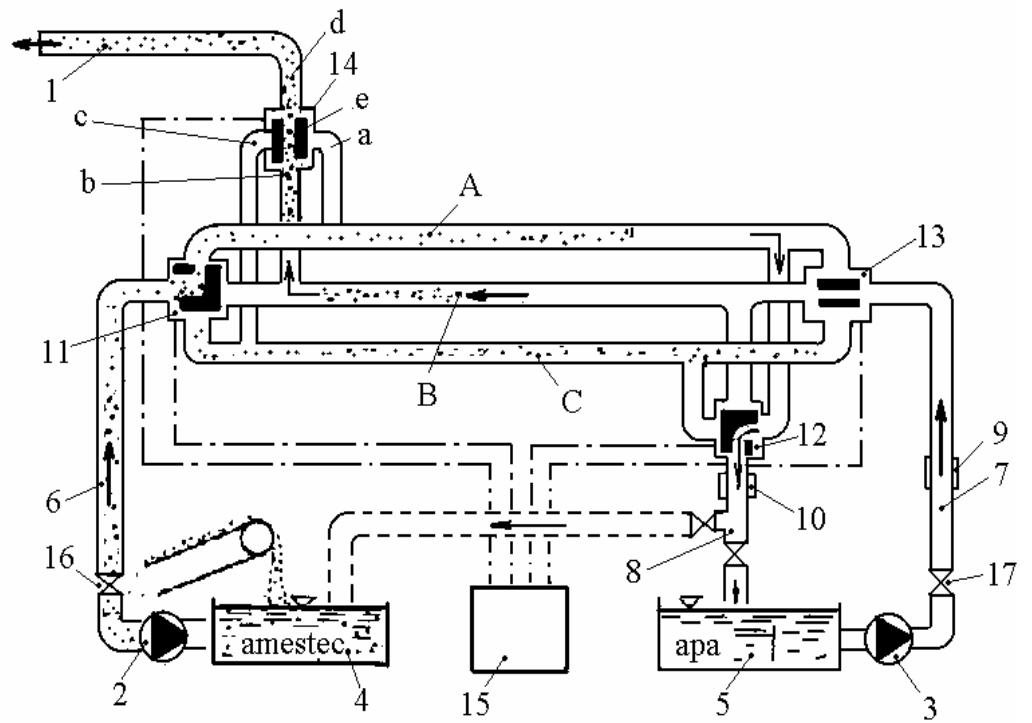


Fig. 7.17 Instalație de hidrotransport a materialelor granulare

un aparat 10 de măsură şi control a debitului de apă pompat în tuburi, vane distribuitoare 11,12 13 şi 14, prevăzute cu patru căi de comunicare a, b, c şi d şi un element central de comutare "e".

Elementele sunt dispuse astfel: vana 11 montată între conducta de refulare 6, a pompei de hidromasă şi tuburile ecluzoare A, B şi C; vana 12 montată între tuburile A, B şi C şi conducta 8 de evacuare a apei folosite; vana 13 montată între conducta de refulare 7 a pompei de apă 3 şi tuburile ecluzoare A, B, C; vana distribuitoare 14 face legătura între tuburile A, B, C şi conducta de hidrotransport 1.

Instalația mai are în componența sa un sistem automat de telecomandă 15, pentru asigurarea programului de funcționare al vanelor şi tuburilor, precum şi elementele de reglaj a debitelor 16 şi 17.

Modul de funcționare al instalației este următorul:

Hidromasa din bazinul 4 destinată transportului este încărcată mai întâi în tuburile ecluzoare A, B, C de către pompa de hidromasă de joasă presiune2, după care aceasta este descărcată şi împinsă în conducta de transport 1, de către un "piston" de apă creat de pompa de apă de înaltă presiune 3.

Operațiunile de încărcare şi descărcare a celor trei tuburi se fac în mod succesiv şi alternativ, într-un ciclu de trei faze astfel:

-În faza I se încarcă cu hidromasă tubul A, descărcându-se totodată de apa rămasă dintr-o fază anterioară. Pentru aceasta, este necesar ca vanele distribuitoare 11 şi 12 să aibă deschise căile spre tubul A. In acelaşi timp, sau puțin decalat, are loc descărcarea tubului B de conținutul de hidromasă care trece în conducta de transport şi umplerea acestuia cu apă de către pompa 3. Pentru aceasta, vanele 13 şi 14 trebuie să aibă deschise căile spre tubul B. Tubul C în această fază, umplut cu hidromasă într-o fază anterioară se află în repaus.

- In faza II se încarcă cu hidromasă tubul B, se decarcă tubul C, iar tubul A este în repaus. Poziţiile vanelor în această fază sunt: 11-B, 12-B, 13-C, 14-C.

- In faza III se încarcă cu hidromasă tubul C şi se descarcă tubul A, tubul B fiind în repaus. Poziţiile vanelor în această fază sunt: 11-C, 12-C, 13-B, 14-B.

Apa, folosită ca piston de pompare a hidromasei din tub în conducta de transport, se recuperează după fiecare operație ciclică, intrând din nou în circuitul pompei 3 sau folosindu-se la prepararea hidroamestecului în bazinul 4. Dirijarea operațiunilor de ecluzare a instalației se asigură prin intermediul celor patru vane, de către sistemul automat cu telecomandă 15, care poate fi pe bază hidraulică, electrică sau electronică.

Durata încărcării sau descărcării unui tub depinde de lungimea acestuia şi de viteza fluidului din interior. Viteza se urmăreşte cu ajutorul aparatelor 9 şi 10 şi se poate regla corespunzător cu ajutorul ventilelor de reglaj 16 şi 17, montate pe conductele de refulare ale celor două pompe, sau folosind agregate de pompare cu turație variabilă.

7.3 Elemente de calcul în hidrotransport

Productivitatea instalației de hidrotransport se poate aprecia în funcție de mărimea debitului amestecului, care se poate determina cu relația:

$$Q_{am} = S \cdot v_{am} \quad \left[\mathrm{m}^3/\mathrm{s}\right] \tag{7.6}$$

$$Q_{am} = Q_a + Q_m = Q_m\left(1 + \frac{Q_a}{Q_m}\right) = Q_m\left(1 + k_v\right) \quad [\mathrm{m}^3/\mathrm{s}] \tag{7.7}$$

unde: Q_{am} - debitul volumic al amestecului (volumul de amestec pe secundă) [m^3/s] ;

Q_a - debitul volumic de apă [m^3/s] ;

Q_m - debitul volumic de material [m^3/s] ;

S - secțiunea transversală prin jgheab [m^2] ;

v_{am} - viteza curentului în jgheab [m / s] ;

k_v - coeficientul concentrației volumice.

Din relația (7.7) se poate scoate debitul volumic de material transportat:

$$Q_m = \frac{Q_{am}}{1+k_v} \quad [\mathrm{m^3/s}] \tag{7.7}$$

Dacă se înmulțesc ambii membri cu $\rho_m \left[\mathrm{kg/m^3}\right]$, care reprezintă densitatea materialului, se obține masa de material transportată pe secundă sau debitul masic q_m :

$$q_m = Q_m \cdot \rho_m = \frac{S \cdot v_{am}}{1+k_v} \cdot \rho_m \quad \left[\mathrm{kg/s}\right] \tag{7.8}$$

Secțiunea conductei se poate determina cu ajutorul relației de mai sus:

$$S = \frac{q_m}{\rho_m} \cdot \frac{1+k_v}{v_{am}} \quad [\mathrm{m^2}] \tag{7.9}$$

Un alt parametru care poate fi definit este concentrația masică k_m , care se exprimă prin relația :

$$k_m = \frac{q_a}{q_m} = \frac{Q_a}{Q_m} \cdot \frac{\rho_a}{\rho_m} = k_v \cdot \frac{\rho_a}{\rho_m} \tag{7.10}$$

unde : ρ_a - densitatea apei [kg/m^3] , ρ_a =1000 [kg/m^3]; q_a - debitul masic al apei.

Se poate scrie :

$$k_m = k_v \cdot \frac{1000}{\rho_m} \quad \text{sau} \quad k_v = 0{,}001 k_m \cdot \rho_m \tag{7.11}$$

Coeficientul concentrației masice depinde de raza hidraulică R şi de înclinarea i [mm / 1 m] , precum şi de condițiile de exploatare a transportorului. Raza hidraulică R reprezintă raportul între secțiunea udată şi perimetrul acesteia. Pentru condiții normale, concentrația masică k_m , poate fi determinată cu relația empirică :

$$k_m = \frac{10{,}26 - 54R + 134R^2}{0{,}573 + 0{,}082\, i - 0{,}0018\, i^2} \tag{7.12}$$

Coeficientul concentrației masice pentru transportul sfeclei este $k_m = 4-7$; pentru cartofi $k_m = 6-8$.

Pe baza relațiilor anterioare se poate determina secțiunea transversală a jgheabului:

$$S = \frac{q_m}{\rho_m} \cdot \frac{1+0{,}001 k_m \cdot \rho_m}{v_{am}} \quad \left[\mathrm{m^2}\right] \tag{7.13}$$

sau:

$$S = Q_m \cdot \frac{1 + 0{,}001 k_q \cdot \rho_m}{v_{am}} \quad \left[\text{m}^2\right] \tag{7.14}$$

Suprafața udată a secțiunii S = 0,5-0,75 din suprafața secțiunii transversale a jgheabului. Înălțimea secțiunii udate a jgheabului $h = \frac{S}{b}$, unde *b*, reprezintă lățimea jgheabului.

Viteza curentului de amestec în jgheab se poate determina cu relația :

$$v_{am} = \frac{q_m}{\rho_m} \cdot \frac{1 + 0{,}001 k_m \cdot \rho_m}{S} = Q_m \cdot \frac{1 + 0{,}001 k_m \cdot \rho_m}{S} \quad \left[\text{m/s}\right] \tag{7.15}$$

sau se poate adopta, având în vedere interdependența dintre secțiune şi viteză:

$$v_{am} = (3...4)\, v_p \tag{7.16}$$

iar:

$$v_p = 0{,}55\sqrt{0{,}55(\gamma_m - 1)} \quad \text{[m/s]} \tag{7.17}$$

unde: v_p – viteza de plutire [m/s]; *d* – diametrul particulelor de material [cm];

γ_m - greutatea specifică a materialului [kN/m^3].

Dacă secțiunea este circulară diametrul calculat al conductei *D*, se verifică condiția pentru mărimea maximă *d*, a bucăților de material:

$$D \geq (2{,}5....3)d$$

Presiunea apei în conducta verticală (neglijând rezistențele hidraulice din ea) serveşte la învingerea rezistențelor în cazul mişcării pe porțiunile orizontale de lungime L. Mărimea rezistențelor (pierderilor de presiune) este direct proporțională cu lungimea L, cu coeficientul pierderilor hidraulice λ şi pătratul vitezei de curgere v_c şi invers proporțională cu diametrul conductei D, adică:

$$\Delta p = \frac{v_c^2}{2g}\left(L\frac{\lambda}{D} + 1\right) \quad \text{[m]} \tag{7.18}$$

Valoarea coeficientului λ în cazul vitezelor şi al concentrației obişnuite a pulpei este λ = 0,04…0,45.

Din relația (7.18) poate fi găsită lungimea maximă a conductei, în cazul vitezei v_c :

$$L = \left(2g\Delta p - v_c^2\right)\frac{D}{\lambda v_c^2} \cong 2g\Delta p\,\frac{D}{\lambda v_c^2} \tag{7.19}$$

Forțele ce acționează asupra particulei.

La căderea liberă a particulelor de material în apă, pe măsura creşterii vitezei de cădere, cresc forțele de rezistență ale mediului şi se poate întâmpla ca forțele de

greutate ale particulelor să egaleze rezistența mediului. În acest caz, particulele încep să se mişte uniform cu curentul. Viteza de cădere a particulelor corespunzătoare acestei situații se numește viteză de decantare. La căderea liberă a corpului, lichidul manifestă o rezistență ce se determină în toate cazurile pe baza relației lui Newton :

$$W = \mu_1 \cdot \eta \cdot d \cdot u + \mu_2 \cdot \rho_a \cdot d^2 \cdot u^2 \quad [\text{N}] \tag{7.20}$$

unde: μ_1 şi μ_2 - coeficienți de rezistență la mişcare (coeficienți de frecare la trecerea particulei de material prin curent);

η - vâscozitate dinamică a fluidului [N.sec./m^2] ;

u - viteza de cădere liberă a particulei în raport cu fluidul [m/s] ;

ρ_a - densitatea fluidului [kg/m^3] ;

d – diametrul redus al particulei [m] .

Primul termen reprezintă rezistențe ce depind de forțele de frecare din interiorul fluidului, iar al doilea termen reprezintă rezistențele hidraulice.

La viteze mici de mişcare predomină rezistențele datorită frecării din interiorul fluidului; la viteze mai mari de mişcare, din contră predomină rezistențele hidraulice. Astfel, dacă în timpul hidrotransportului apare regimul turbulent, se neglijează în expresia de mai sus primul termen şi notând $\mu_2 = \mu$ se obține forța ce reprezintă rezistența fluidului la căderea liberă a particulei, dată de relația :

$$W = \rho_a \cdot \mu \cdot d^2 \cdot u^2 \quad [\text{N}] \tag{7.21}$$

Ecuația hidrodinamică de bază a căderii libere a particulei (în direcție perpendiculară pe curent), poate avea forma:

$$\frac{G_1}{g} \cdot a = G_1 - F_A - W \tag{7.22}$$

unde: G_1 - greutatea particulei [N] ;

$a = \dfrac{du}{dt}$ - accelerația în direcție perpendiculară pe curent [m/s^2] ;

F_A - greutatea volumului de lichid dislocuit de particulă [N];

Considerând că particula are o formă cvasisferică, se poate scrie:

$$G_1 = \frac{\pi d^3}{6} \gamma_m \tag{7.23}$$

$$F_A = \frac{\pi d^3}{6} \gamma_a \tag{7.24}$$

unde: γ_m - greutatea specifică a particulei de material [N/m^3] ;

γ_a - greutatea specifică a fluidului de lucru (apa) [N/m^3] .

d – diametrul redus al particulei [m] .

Prin înlocuirea acestor mărimi în relația (7.22), se obține expresia :

$$\frac{\pi \cdot d^3 \gamma_a}{6g} \cdot \frac{du}{dt} = \frac{\pi \cdot d^3}{6}(\gamma_m - \gamma_a) - \frac{\mu \cdot \gamma_a \cdot d^2 \cdot u^2}{g} \qquad (7.25)$$

In condițiile căderii libere a corpului $\frac{du}{dt} = 0$, se poate scrie :

$$\frac{\pi \cdot d^3}{6}(\gamma_m - \gamma_a) - \frac{\mu \cdot \gamma_a \cdot d^2 \cdot u^2}{g} = 0 \qquad (7.26)$$

de unde:

$$u = \sqrt{\frac{\pi \cdot d \cdot g \cdot (\gamma_m - \gamma_a)}{6\gamma_a \cdot \mu}} = \sqrt{\frac{\pi \cdot d \cdot g \cdot (\rho_m - \rho_a)}{6\rho_a \cdot \mu}} \quad [\text{m/s}] \qquad (7.27)$$

unde: g - accelerația gravitațională [m/s^2] ;

ρ_m - densitatea materialului [kg/m^3] ;

ρ_a - densitatea fluidului de lucru (apei) [kg/m^3] .

Se notează $\varphi = \sqrt{\frac{\pi \cdot g}{6\mu}}$ şi se aduce expresia de mai sus la forma :

$$u = \varphi \sqrt{\frac{d(\rho_m - \rho_a)}{\rho_a}} \quad [\text{m/s}] \qquad (7.28)$$

Pentru hidro transport se poate lua $\rho_a = 1000 \left[\text{kg/m}^3\right]$, iar relația (7.28) devine :

$$u = \varphi \sqrt{\frac{d(\rho_m - 1000)}{1000}} \quad [\text{m/s}] \qquad (7.29)$$

Coeficientul φ depinde de forma corpului şi poate avea diferite valori : $\varphi = 55$ (sferă), $\varphi = 32{,}6$ (cub), $\varphi = 27{,}3 - 35{,}7$ (corp rotund), $\varphi = 19{,}2 - 25$ (corp plat), $\varphi = 23{,}7 - 26$ (corp alungit) .

Formulele deduse pentru viteza de decantare corespund depunerii izolate a particulelor de material una pe cealaltă cu condiția ca $\rho_m \rangle 1000$ kg / m^3.

Determinarea prin metode analitice a vitezei de decantare în zonele îngustate este greu de realizat, de aceea se utilizează o dependență empirică de forma :

$$u' = u\left[1 - \left(\frac{d}{b}\right)^2\right] \quad [\text{m/s}] \qquad (7.30)$$

unde: d – diametrul redus al particulei;

b – lățimea sau diametrul jgheabului, dacă acesta este circular.

Asupra particulei care se deplasează pe fundul jghea- bului acționează următoarele forțe (fig.7.18):

- G_0 - reprezintă diferența între forța de greutate a particulei şi forța de greutate a volumului de apă dislocuit de particulă ;

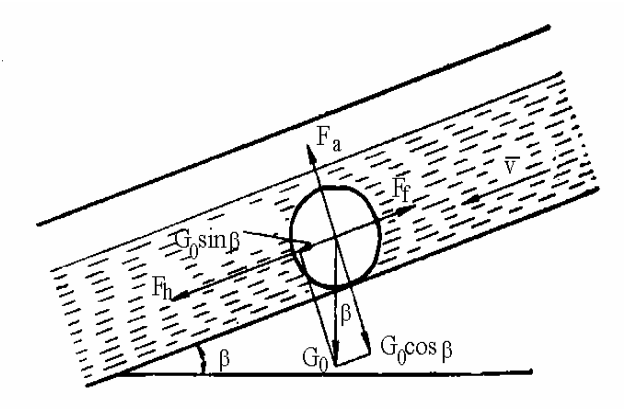


Fig. 7.18 Forțele ce acționează asupra particulei

- $G_0 \sin\beta$ - componenta forței G_0 după direcția de curgere ;

- $G_0 \cos\beta$ - componenta forței G_0 după direcție perpendiculară pe direcția de curgere;

- F_h - forța dată de presiunea hidrodinamică după direcția de curgere a curentului , a cărei expresie este :

$$F_h = \mu(v_{am} - v_m)^2 \cdot d^2 \cdot \rho \qquad (7.31)$$

unde: v_{am} - viteza curentului ;

v_m - viteza particulei de material ;

μ - coeficient de rezistență la deplasarea particulei în curent .

La aşezarea particulei pe fundul jgheabului imobil, expresia forței date de presiunea hidrodinamică va fi:

$$F_h = \mu \cdot v_{am}{}^2 \cdot d^2 \cdot \rho \qquad (7.32)$$

F_a - forța dată de presiunea hidrodinamică după direcția vitezei de ascensiune v_a, care se poate lua egală cu 1/3 v_{am}.

$$F_a = \mu \cdot v_a^2 \cdot d^2 \cdot \rho \qquad (7.33)$$

F_f - forța de frecare a particulei de fundul jgheabului:

$$F_f = (G_0 \cos\beta - F_a) \cdot f = \left(G_0 \cos\beta - \mu \cdot v_a^2 \cdot d^2 \cdot \rho\right) \cdot f \qquad (7.34)$$

unde: f - coeficient de frecare al materialului cu jgheabul.

Mişcarea particulei este posibilă dacă suma proiecţiilor acestor forţe după direcţia de mişcare a curentului este egală cu zero :

$$G_0 \sin\beta + F_h - F_f = 0 \tag{7.35}$$

Înlocuind expresiile acestor forţe relaţia de mai sus devine :

$$G_0 \sin\beta + \mu \cdot (v_{am} - v_m)^2 \cdot d^2 \cdot \rho - \left(G_0 \cos\beta - \mu \cdot {v_a}^2 d^2 \rho\right) f = 0 \tag{7.36}$$

Deoarece viteza de ascensiune este mică comparativ cu viteza curentului se neglijează forţa F_a şi relaţia (7.36) devine:

$$G_0 \sin\beta + \mu (v_{am} - v_m)^2 d^2 \rho - G_0 f \cos\beta = 0 \tag{7.37}$$

de unde:

$$v_{am} - v_m = \sqrt{\frac{G_0}{\mu \cdot d^2 \cdot \rho}} \left(f \cos\beta - \sin\beta\right) \tag{7.38}$$

Cum $G_0 = \dfrac{\pi \cdot d^3 \cdot (\gamma_m - \gamma_a)}{6}$, ţinând seama de relaţia (7.27) se poate scrie :

$$\frac{G_0}{\mu \cdot d^2 \cdot \rho} = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot (\gamma_m - \gamma_a)}{6 \cdot \mu \cdot d^2 \cdot \rho} = \frac{\pi \cdot d \cdot g \cdot (\gamma_m - \gamma_a)}{6 \mu \gamma_a} = u^2 \tag{7.39}$$

unde: u – viteza de decantare.

In aceste condiţii viteza de deplasare a particulei va fi :

$$v_m = v_{am} - u\sqrt{f \cos\beta - \sin\beta} \tag{7.40}$$

După cum se observă din relaţia (7.40), cu creşterea unghiului de înclinare a jgheabului, viteza particulei creşte. În condiţii extreme când $f \cos\beta - \sin\beta = 0$, viteza particulei va deveni egală cu viteza curentului şi, în acest caz, deplasarea particulei în jgheab se produce numai sub acţiunea forţei (F_h), dată de presiunea hidrodinamică.

Relaţia (7.40) este valabilă numai în acel caz când viteza de decantare "u", depăşeşte componenta vitezei ce determină ascensiunea particulei; particula are tendinţa de a se depune pe fundul jgheabului şi va fi antrenată în mişcare de viteza v_m. În caz contrar particula se va afla în stare de suspensie şi se va deplasa cu viteză egală cu viteza curentului.

Considerând în relaţia (7.40) $v_m = 0$, se obţine viteza de spălare (eroziune) v_0, astfel încât viteza minimă la care începe antrenarea particulei va fi :

$$v_0 = u\sqrt{f \cos\beta - \sin\beta} \tag{7.41}$$

Până acum nu există teorii care să țină seama de toți factorii care produc creşterea puternică a curentului de fluid în zonele îngustate, de aceea în calculele practice pentru determinarea capacității de transport se utilizează formule empirice.

Astfel viteza curentului se poate determina pe baza relației:

$$v_{am} = C\sqrt{R \cdot i} \quad [\text{m/s}] \tag{7.42}$$

unde: i - panta jgheabului; pentru instalațiile de hidro transport în sectoarele drepte se poate lua 15mm/1m, iar pentru sectoarele curbe 18-20 mm/1m.

R - raza de curbură, R = 6m; cea mai mică rază în condiții de strangulare este R =3m.

C - coeficient de rezistență la deplasare a amestecului.

$$C = \sqrt{\frac{8g}{\lambda}} \tag{7.43}$$

unde: g – accelerația gravitațională [m/s^2] ;

λ - coeficient de rezistență ce ține seama de asperitățile jgheabului, el se ia în calcul în funcție de aspectul, structura pereților şi asperitățile fundului jgheabului;

λ = 0,06 perete foarte neted (ciment, beton, scânduri netede);

λ = 0,16 perete neted (scânduri, chirpici) ;

λ =0,46 perete puțin zgrunțuros (zidărie curată din piatră) ;

λ =0,85 perete zgrunțuros (zidărie grosolană din piatră brută) ;

λ =1,3 perete mai zgrunțuros (pereți curați de pământ) ;

λ =1,75 perete foarte zgrunțuros (pereți neuniformi de pământ) .

La instalațiile de hidrotransport pentru rădăcinoase, coeficientul C se poate determina de regulă cu relația empirică :

$$C = \frac{6 \cdot k_m (k_m - 1{,}1)}{k_m + 1{,}1} \tag{7.44}$$

Utilizând relațiile (7.15) şi (7.40), se poate determina debitul masic :

$$q_m = \frac{S \cdot \rho_m}{1 + 0{,}001 k_m \cdot \rho_m} \cdot C\sqrt{R \cdot i} = K_Q \sqrt{i} \quad [\text{kg/s}] \tag{7.45}$$

Mărimea K_Q se numeşte modul de debit şi are expresia :

$$K_Q = \frac{S \cdot \rho_m \cdot C}{1 + 0{,}001 k_m \cdot \rho_m} \sqrt{R} \tag{7.46}$$

Pentru o valoare dată a coeficientului masic k_m, modulul de debit K_Q depinde numai de mărimea secțiunii transversale a jgheabului. Viteza de deplasare a

amestecului de apă şi rădăcinoase nu trebuie să fie mai mică decât acea viteză la care particulele de pământ şi nisip se depun la fundul jgheabului.

Pentru o bună deplasare a rădăcinoaselor de dimensiune medie (cartof, sfeclă, morcov etc.), viteza optimă de deplasare a curentului se recomandă să se determine pentru înclinări de 10 –12 mm/1m, după relația :

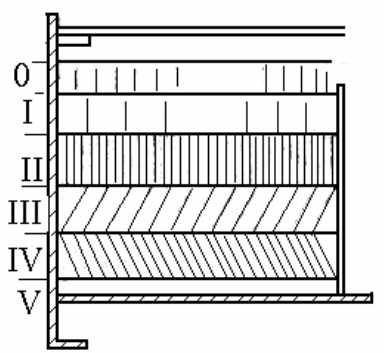
$$v_{\min.} = 0{,}55 \cdot h^{0{,}64} \quad [\text{m/s}] \qquad (7.47)$$

unde : h - adâncimea curentului în jgheab [m].

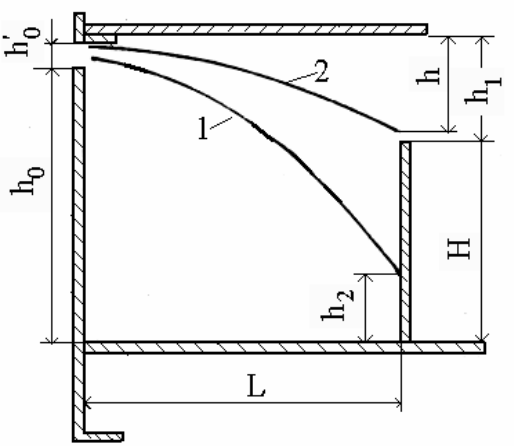
De regulă viteza curentului se ia 1-1,5 m/s, dar nu mai mică ca 0,65 m/s. Viteza inițială a apei trebuie să fie 2- 2,5 m / s.

7.4 Echipamente specifice hidrotransportului

Camere pentru sedimentarea particulelor. Stratificarea particulelor, aflate în suspensie în lichid se realizează în timp. Viteza de sedimentare scade pe verticală, în jos, datorită creşterii concentrației de particule. Mai întâi, în zona I (fig.7.19 a)



a)



b)

Fig. 7.19 Sedimentarea liberă a particulelor în lichid.

particulele se depun liber, nu se ciocnesc între ele; în zona II are loc o depunere în masă, încetinită datorită creşterii concentrației de particule care reduce spațiile libere parcurse de particule, particulele rapide sunt frânate de cele lente; în zona III particulele încep să se apropie de zona IV, iar în zona V se află un strat de lichid limpede. Sedimentarea particulelor în zona de tip I se face liber după schema din figura 7.19b. Dacă particula are o asemenea traiectorie (1), încât atinge peretele separator vertical într-un punct cu $h_2<H$, aceasta se va depune pe perete; în caz contrar (2), particula nu atinge peretele şi trece în zona următoare a rezervorului.

Presupunând cazul în care particulele cad cu viteză limită oarecare v_m, încă de la intrare procentul de particule reținute, P [%] se poate determina pe baza considerentelor geometrice fig.7.19b, ținând seama că există un număr de particule N_o ce cad, în acelaşi timp, cu viteza v_{mo}, pe toată înălțimea h'_o+h_o, în timp ce un alt număr N_1 nu ajung decât la limita $h_1= h_o+h'_o-H$. Din condiția de egalitate a timpilor de mişcare, se obține:

$$t = \frac{h_1}{h_o' + h_o} = \frac{v_{mi}}{v_{mo}} \tag{7.48}$$

Procentul P_1 [%] al particulelor nereținute, pentru care $v_{mi}<v_m$ (v_{mi} este viteza limită a unei particule oarecare i) este:

$$P_1[\%] = 100\frac{N_1}{N_0} = \frac{h_1}{h_o' + h_o} = \frac{v_{mi}}{v_{mo}} \tag{7.49}$$

iar procentul P[%] al particulelor reținute este:

$$P[\%] = 100 - P_1 = 100\frac{N_o - N_1}{N_0} = 100\frac{H}{h_o' + h_o} \tag{7.50}$$

Rezultă de aici că posibilitățile de creştere a procentului P sunt fie, prin creşterea lui H (acesta este din motive de curgere, inferior lui h_o), fie mai ales prin diminuarea sumei h'_o+h_o şi în special a lui h_o. In concluzie, se recomandă ca înălțimea rezervorului să fie cât mai mică posibil.

Filtrul centrifugal. In figura 7.20 este prezentată o centrifugă de filtrare. Particulele intră continuu cu lichidul purtător prin partea inferioară a cilindrului care se roteşte cu o viteză unghiulară ω ridicată. Datorită acesteia, suspensia de particule avansează către partea superioară a centrifugii, formând un strat spre peretele acesteia şi o coloană axială de aer, având raza R_1. O particulă intrată în partea de jos urmează o traiectorie elicoidală, particulele mai grele se separă pe perete mai aproape de intrare (A_1), iar cele mai uşoare tot mai departe, către ieşirea lichidului (A_2), până ce suspensia atinge nivelul de ieşire. Aşadar pentru o viteză ω dată, un debit Q, într-un fluid (ρ_o, μ) şi un set de dimensiuni R_1, R_2, există o dimensiune minimă de particulă care se mai depune pe perete. Particulele sub această dimensiune nu mai au timp sa se depună pe peretele

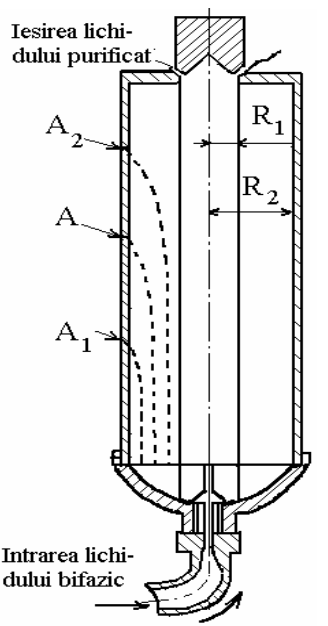


Fig. 7.20 Centrifugă de filtrare

filtrului sau să părăsească orice ieşire prevăzută special pentru ele de-alungul peretelui.

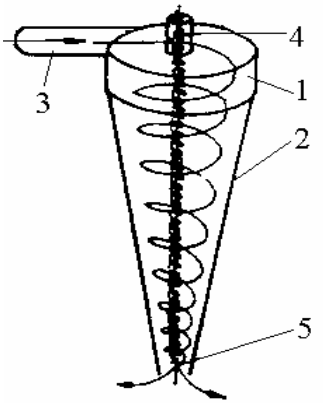


Fig. 7.21 Hidrociclon

Hidrociclonul (fig. 7.21) este format din două părți: o parte cilindrică şi o parte conică. Printr-un ajutaj de intrare 3 de secțiune dreptunghiulară, lichidul intră tangențial în hidrociclon la o presiune de (3-3,6)·10^5N/m^2. Pe această porțiune, viteza lichidului este de aproximativ 12-14 m/s cu o turbulență deosebit de ridicată. In partea superioară a hidrociclonului, există un profil în formă de elice, care imprimă fluidului o mişcare elicoidală, la început pe o generatoare cilindrică 1, iar apoi pe o generatoare conică. Prin micşorarea diametrului conului, rezistența hidraulică creşte până când lichidul este nevoit să se întoarcă, formând o coloană ascendentă care este captată de ajutajul 4, ieşind din hidrociclon cu o presiune de 0,5·10^5 N/m^2. Pe porțiunea conică a hidrociclonului, viteza lichidului creşte. In această porțiune, forța centrifugă care acționează asupra particulelor dispersate în fluid creşte, iar, datorită diferenței de greutate specifică între faza solidă şi faza lichidă, particulele sunt aruncate spre periferie, unde datorită componentei verticale a vitezei cu care ele se deplasează, sunt împinse de-a lungul peretelui spre vârful conului, ieşind cu o mică cantitate de fluid pe la ajutajul de curgere 5.

Deplasarea lichidului curat în coloana ascendentă este tot în formă de elice cu o generatoare cilindrică. Această coloană este înconjurată de o manta de aer, care este absorbit la partea inferioară a hidrociclonului. In afara acestei deplasări utile a lichidului, în hidrociclon există şi o serie de circuite parazite (fig. 7. 22).

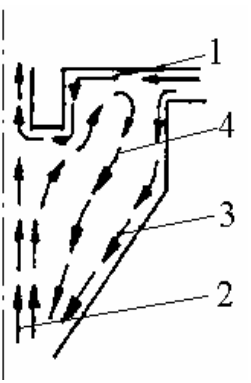


Fig. 7.22 Schema circuitelor parazite.

In afara circuitelor utile formate din circuitul principal 3 şi circuitul ascendent 2, o cantitate de maxim 15% din debitul de intrare o formează circuitul direct 1, al cărui traseu începe la intrarea în hidrociclon şi trece, de-a lungul peretelui superior, direct în ajutajul de ieşire, neluînd parte la operația de centrifugare, deci de separare a fazei solide din faza lichidă. Prin elicea care se prevede la partea superioară a hidrociclonului, debitul de fluid care ia parte la acest circuit este micşorat. Un alt circuit parazit este circuitul de întoarcere 4, care are o direcție ascendentă de-a lungul coloanei centrale, punctul de întoarcere în dreptul ajutajului de intrare în hidrociclon,

după care fluidul, purtat pe această direcție, este recirculat.

Calculul unui hidrociclon presupune determinarea unor caracteristici geometrice şi funcționale, ca: debitul, mărimea particulelor limită, gradul de epurare realizat. Valorile caracteristicilor funcționale depind atât de parametrii constructivi, cât şi de condițiile de funcționare ale hidrocicloanelor.

Debitul se poate determina cu relația:

$$Q = K_Q S\sqrt{2g\Delta p} \tag{7.51}$$

unde: K_Q – coeficient de debit;

$S = \dfrac{\pi d_i^2}{4}$ - secțiunea conductei de intrare;

d_i – diametrul conductei de intrare;

g – accelerația gravitațională;

p_i – presiunea fluidului la intrarea în hidrociclon;

p_e – presiunea fluidului la ieşirea din hidrociclon.

$$\Delta p = p_i - p_e \tag{7.52}$$

Ecuatia 7.51 se poate prezenta şi sub forma:

$$Q = K_Q \frac{\pi}{4}\frac{d_i}{d_s} K\sqrt{1-\frac{p_e}{p_i}}\ \sqrt{2}\ \sqrt{gp_i}\, d_e d_i \tag{7.53}$$

unde: d_i – diametrul conductei de alimentare;

d_e – diametrul conductei de ieşire;

d_s – diametrul ajutajului de scurgere.

Pe baza unor rezultate experimentale, se recomandă să se ia în calcul:

$$d_s = (0{,}2 - 0{,}7)\, d_e \tag{7.54}$$

Se notează cu K mărimea care caracterizează construcția hidrociclonului:

$$Q = K d_e d_i \sqrt{gp_i} \tag{7.55}$$

In cazul în care unghiul la vârful conului este diferit de 20^o, se aplică un coeficient de corecție:

$$c_s = \frac{0{,}81}{0{,}2\alpha}$$

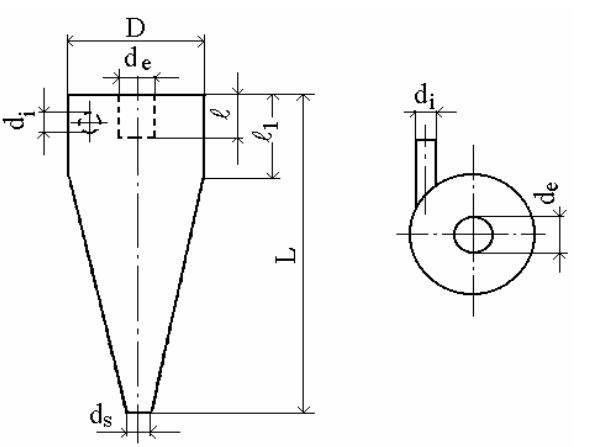


Fig. 7.23 Prezentarea schematică a hidrociclonului

Experimental, s-au stabilit următoarele relații pentru dimensionarea hidrociclonului:

$$d_e = (0{,}2 - 0{,}4)\, D$$
$$d_i = (0{,}4 - 1)\, d_e \tag{7.56}$$

unde: D – diametrul camerei cilindrice turbionare;

$$\frac{d_i}{d_e} = \frac{K^*}{\sqrt{1 - \frac{p_e}{p_i}}} \tag{7.57}$$

unde:

$$K^* = \frac{4K}{\pi \cdot K_Q \cdot \sqrt{2}} \tag{7.58}$$

unde $K^* \cong K$, pentru hidrocicloanele la care $K_Q \cong 0{,}9$.

Rezultă că:

$$p_e = p_i \left(1 - \frac{K^2 \cdot d_e^2}{d_i^2}\right) \tag{7.59}$$

Pentru determinarea mărimii particulei limită, se pornește de la ecuația de echilibru între forța centrifugă ce acționează asupra particulei şi forța de opunere a lichidului:

$$(m - m_o)\frac{v^2}{r_L} = 3\,\pi\,\eta\, v_r\, d_{50} \tag{7.60}$$

unde: m, m_o – sunt masa particulei şi masa lichidului ce are volumul unei particule;

r_L – raza pe care se rotește particula;

v – viteza periferică de rotație a lichidului pe raza r_L (se face ipoteza că viteza periferică a particulei este aceeaşi cu cea a lichidului);

v_r – viteza radială instantanee a particulei;

η - vâscozitatea dinamică a fazei lichide;

d_{50} - diametrul echivalent al particulei limită, definită ca particula pentru care probabilitatea de a trece prin ajutajul de scurgere este egală cu probabilitatea de a trece prin conducta de ieşire din hidrociclon.

Se poate exprima viteza radială a mişcării particulei din ecuația :

$$v_r = \frac{(m - m_o)v^2}{3\pi \cdot r_L \cdot \eta} \tag{7.61}$$

Inlocuind masele m şi m_o prin produsul dintre volumul granulei şi densitatea celor două faze, rezultă:

$$v_r = \frac{d_{50}^2 \cdot v^2 (\rho - \rho_o)}{18 r_L \cdot \eta} \tag{7.62}$$

unde ρ şi ρ_o exprimă densitățile fazei solide şi lichide.

Presupunând că viteza particulei este egală cu viteza lichidului, rezultă:

$$d_{50} = \frac{3}{v}\sqrt{\frac{Q \cdot \eta}{\pi \cdot h_L (\rho - \rho_o)}} \tag{7.63}$$

unde h_L este înălțimea coloanei de aer.

Ținând cont de faptul că viteza periferică a lichidului poate fi exprimată funcție de viteza de alimentare v_o prin relația:

$$v = K_x \cdot v_o$$

unde K_x este coeficientul vitezei periferice a lichidului în hidrociclon dependent de construcția hidrociclonului, iar:

$$v_o = \frac{4Q}{\pi d_i^2}$$

rezultă:

$$v = \frac{4h_x Q}{\pi d_i^2}$$

şi

$$d_{50} = \frac{3}{4} \cdot \frac{d_i^2}{K_x}\sqrt{\frac{\pi \cdot \eta}{Q \cdot h_L (\rho - \rho_o)}} \tag{7.64}$$

Determinarea mărimii particulei limită prezintă un mare interes prin aceea că indică repartiția probabilă a materialului inițial la ieşirea şi la golirea hidrociclonului.

Particulele limită se află în stare de echilibru într-o secțiune coaxială egală cu raza ajutajului de ieşire. Granulele mai mici decât cele limită vor fi transportate în materialul evacuat (fără a lua în considerație influența densității şi vâscozității suspensiei), iar cele mai mari – în ajutajul de scurgere.

In calcule, mărimea h_L se alege aproximativ 2/3 din înălțimea părții conice, pentru a compensa diferențele între vitezele radiale din partea superioară şi cele de la ajutajul de scurgere (datorate diferențelor de densitate).

Pe baza rezultatelor măsurătorilor experimentale, pentru coeficientul K_x, în literatura de specialitate se recomandă ca acesta să verifice relația:

$$K_x = 22{,}3\frac{0{,}3 \cdot S \cdot \alpha}{d_e \cdot D} \tag{7.65}$$

unde α este unghiul la vârf al conului.

Aceste ecuații au fost deduse pentru condițiile de mişcare ale particulei pe direcție radială pentru numere mici ale lui Reynolds.

In condițiile în care se cunosc : diferența de presiune admisă, debitul dorit, mărimea granulei limită d_{50}, pornind de la relația numărului lui Reynolds:

$$\mathrm{Re} = 6{,}5\frac{d_{50}^2 \Delta p \cdot \Delta\rho}{\eta^2} = \frac{4\rho \cdot Q}{\pi d_i \eta} \tag{7.66}$$

se determină diametrul d_i la intrarea în hidrociclon:

$$d_i = \frac{4\rho \cdot Q \cdot \eta}{\pi d_{50}^2 \cdot \Delta\rho \cdot \Delta p \cdot 6{,}5} \tag{7.67}$$

Lungimea hidrociclonului se calculează cu relația:

$$L = \frac{2Q\eta C_{50}}{d_{50}^2 \cdot \Delta p} \tag{7.68}$$

unde C_{50} este o constantă. Celelalte dimensiuni ale hidrociclonului se determină pe baza relațiilor (7.54), (7.56).

Injectoare şi ejectoare.

Injectoarele sunt aparate pentru transportul lichidelor într-un spațiu sub presiune, prin folosirea energiei cinetice a unui fluid motor (abur, aer comprimat, apă sub presiune etc.). Ejectoarele au aceeaşi construcție, dar servesc pentru evacuarea unui lichid sau a unui gaz dintr-un recipient.

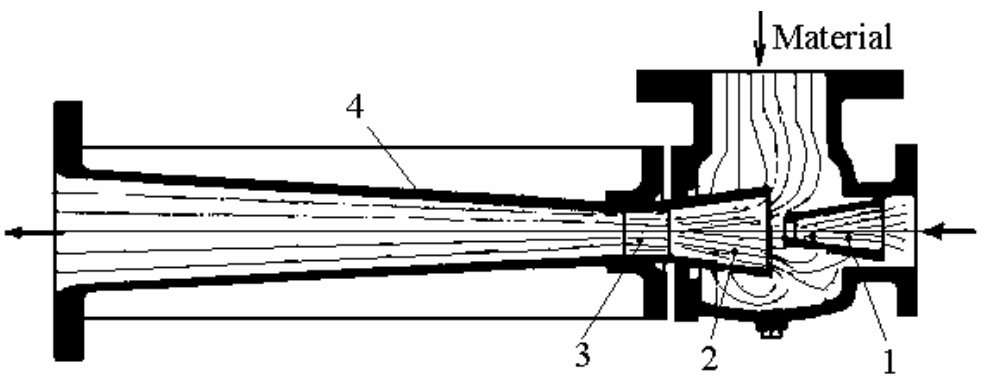


Fig. 7.24 Injector

In figura 7.24 este reprezentată construcția şi funcționarea unui injector.Fluidul motor intră prin duza 1, în care energia de presiune este transformată în energie cinetică, străbate cu viteză mare ajutajul de amestec 2, antrenând materialul

care trebuie pompat. Amestecul format între fluidul motor şi particulele de material care trebuiesc transportate, are energia cinetică maximă în gâtul 3 al injectorului. La curgerea acestui amestec prin difuzorul 4, energia cinetică este transformată treptat în energie de presiune, care serveşte pentru transportat amestecul format.

Injectoarele, precum şi ejectoarele prezintă avantajul că sunt ieftine, uşor de exploatat şi cu siguranță în funcționare. Pot transporta lichide cu suspensii şi se pot construi din materiale anticorozive. Au dezavantajul că necesită debite mari de fluid motor cu randamente de 15-30%.

Pompe centrifuge. Funcționarea acestor pompe se bazează pe acțiunea forței centrifuge a unui rotor asupra lichidului introdus, în prealabil, în corpul pompei. Forța centrifugă, a cărei valoare creşte cu raza de rotație, determină deplasarea lichidului, de la ax spre periferia rotorului, cu o viteză crescândă. Creşterea vitezei lichidului (a

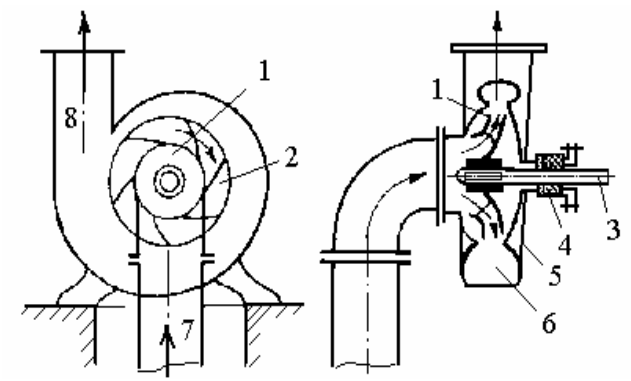


Fig. 7.25 Pompă centrifugă

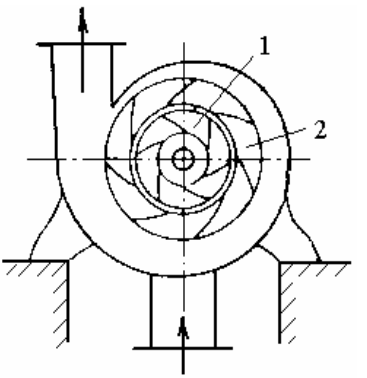


Fig. 7.26 Pompă centrifugă cu stator cu palete

energiei cinetice), se face pe seama scăderii energiei sale de presiune. Se crează astfel o diferență de presiune, datorită căreia lichidul este aspirat, în continuare, din exterior între paletele rotorului. La ieşirea din rotor, lichidul este antrenat în mişcare de rotație într-un spațiu a cărui secțiune spre racordul de evacuare din pompă: are loc prin aceasta, un proces invers de scădere a energiei cinetice şi de creştere a energiei de presiune a fluidului, deci şi a înălțimii manometrice a pompei.

Rotorul 1 al pompei (fig. 7.25), fixat pe arborele 3, constă dintr-o serie de palete 2 astfel curbate, încât curgerea lichidului prin pompă să fie cât mai uniformă. Cu cât este mai mare numărul paletelor rotorului, cu atât este mai mare posibilitatea de a controla mişcarea lichidului şi, de asemenea, rezistențele hidraulice datorate turbulenței între palete devin mai mici. In cazul rotorului deschis, paletele sunt fixate pe un butuc central, în timp ce la rotorul închis paletele sunt fixate pe două discuri paralele. Unghiul de înclinare a paletelor are influență determinantă asupra caracteristicilor de operare a pomprelor centrifuge. Din racordul 7 lichidul ajunge la

gura de aspirație a pompei, cel mai adesea după direcție axială şi de aici între paletele rotorului. La pompele centrifuge obişnuite lichidul iese tangențial dintre palete şi ajunge în spațiul de formă melcată 6, delimitat de circumferința rotorului şi pereții interiori ai carcasei 5. Evacuarea lichidului din pompă se face prin racordul 8. Etanşarea arborelui rotorului la ieşirea din carcasa pompei se face cu presetupa 4.

Pentru o schimbare gradată, fără schimbări bruşte de viteză, a direcției de curgere a lichidului la ieşirea dintre paletele rotorului, pe pereții interiori ai carcasei se asamblează sau se toarnă un aşa numit dispozitiv director sau stator. Acesta poate fi cu palete fixe, înclinat diferit de cele ale rotorului, sau în forma unor canale inelare sau spirale practicate în pereții carcasei. Statorul, atenuând şocurile la ieşirea lichidului din rotorul pompei, reduce pierderile şi contribuie la o mai completă transformare a energiei cinetice în energie de presiune. In figura 7.26 este reprezentată o pompă centrifugă cu rotorul 1 şi statorul cu palete fixe 2.

BIBLIOGRAFIE

1. Banu C., Panțuru D., Vizireanu C., Sahleanu V., Savaston P., L., *Procese hidrodinamice şi utilaje specifice,* vol.1, vol.2, Uni-Pres C-68, Editură de Presă Universitară, Bucureşti, 2000.

2. Benderschii S., N., Bursian V., R., Vasilev P., N., Dorfman E., Juravlev V., F., Keslman V., N., Kruglov A., N., Kukibnîi A., A., *Transportiruiuşcie i peregruzocinîe maşinî dlia kompleksnoi mehanizații pişcevîh proizvodstv*, Izdatelistvo "Pişcevaia promîşlenosti", Moskva, 1964.

3. Bulat A., *Instalații de transport pneumatic*, Editura Tehnică, Bucureşti, 1962.

4. Coandă H., *Procedeu şi instalație de transport în interiorul unei canalizații tubulare*, Brevet de invenție nr. 55357, Bucureşti, OSIM, 1973.

5. Constantinescu I., *Mecanica maşinilor şi instalațiilor miniere şi de preparare*, Editura Tehnică, Bucureşti, 1978.

6. Constantinescu I., Magyari A., *Dispozitiv de fluidizare într-un singur strat*, Brevet de invenție nr. 82617, Bucureşti, OSIM, 1983.

7. Costin I., *Tehnologii de prelucrare a cerealelor în industria morăritului*, Editura Tehnică, Bucureşti, 1983.

8. Drăghici N., N., *Conducte pentru transportul fluidelor*, Editura Tehnică, Bucureşti, 1971.

9. Enache V., Stoenescu Ş., R., Gheorghiu D., I., *Instalație pentru transportul materialelor pulverulente*, Brevet de invenție nr. 107 902 B1, Bucureşti, OSIM, 1994.

10. Facchini A., *Instalație pentru transportul pulsatoriu şi controlat al solidelor dispersate în fază lichidă*, Brevet de invenție nr.67157, Bucuresti, OSIM, 1980.

11. Ghinev K., M., *Pnevmaticeschii transport v țementnoi promîşlenosti, Moskva*, Promstroiizdat, 1951.

12. Hapenciuc M., Hapenciuc A., *Instalații de ridicat şi transportat*, vol. III, Litografia Universitatea "Dunărea de Jos", Galați, 2000.

13. Hâncu S., Păuna Gh., *Instalație de transport hidraulic*, Brevet de invenție nr.107116 B1, Bucuresti, OSIM, 1993.

14. Ionescu D., Gh., Constantin E., Isbăşoiu Gh., Ioniță C., I., *Mecanica fluidelor şi maşini hidraulice*, Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1980.

15. Ionescu Fl., Catrina D., Dorin Al., *Mecanica fluidelor şi acționări hidraulice şi pneumatice*, Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1980.

16. Jinescu V. V., *Utilaj tehnologic pentru industria de proces*, vol. 4, Editura Tehnică, Bucureşti, 1988.

17. Marcu M., I., Marin P., *Instalație de propulsie aspiro-refulatoare*, Brevet de invenție nr. 82898, Bucureşti, OSIM, 1983.

18. Marcu M., I., Marin P., *Instalație pneumatică de propulsie pentru transport containerizat*, Brevet de invenție nr. 82639, Bucureşti, OSIM, 1983.

19. Mihail M.,I., *Dispozitiv de propulsie în tub*, Brevet de invenție nr.77714, Bucuresti, OSIM, 1981.

20. Manea V., Marcu M., Năstăsescu M., Dorobanțu Gh., Hanganu C., Solomon Gh., Gheorghe A., Năstăsescu M., *Instalație pentru transport containere*, Brevet de invenție nr.79482, Bucuresti, OSIM, 1982.

21. Niculescu C., *Transportor pneumatic de ciment*, Brevet de invenție nr. 79449, Bucuresti, OSIM, 1982.

22. Radcenco Vs., *Calculul şi proiectarea schemelor pneumatice de automatizare*, Editura Tehnică, Bucureşti, 1985.

23. Ralisiak W., *Procedeu şi dispozitiv de transport pneumatic prin aspirație a materialelor concasate*, Brevet de invenție nr.55014, Bucureşti, 1972.

24. Râpeanu E., *Tehnologia morăritului în mori*, Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1978.

25. Rodina A., Maier I., A., *Instalație de transport pneumatic a probelor metalice pentru laborator*, Brevet de invenție nr. 74399, Bucureşti, OSIM, 1981.

26. Roman P., Grigorescu N.,V.,M., *Hidrotransport*, Editura Tehnică, Bucureşti, 1989.

27. Sava D., C., *Instalație pneumatică pentru preluarea şi transportul materialelor granulare*, Brevet de invenție nr.100564, Bucuresti, OSIM, 1992.

28. Stepanov N., V., *Ustroistvo dlia pnevmaticeskovo transportirovania sîpucih materialov*, Mehanizatia trudoemkih i tiajolîh rabot, nr.7 Moskva, 1958.

29. Stoenescu Gh., Meghea I., Jombori V., Szekely V., Tudor Gh., *Instalație pentru descărcarea containerelor dintr-un sistem aero-depresiv*, Brevet de invenție nr.74778, Bucuresti, OSIM, 1980.

30. Teodorescu C., Ceauşelu C., Ardeleanu Şt., *Procedeu şi instalație pentru transport pneumatic*, Brevet de invenție nr. 63927, Bucureşti, OSIM, 1980.

31. Thierer L., V., Dumitrescu N., Huştiu I., Oprescu I., *Tehnologia recepționării, depozitării, condiționarii şi conservării produselor agricole*, Editura Ceres, Bucureşti, 1971.

32. Trif C., Morariu I., *Instalație de transport hidraulic pentru zgură*, Brevet de invenție nr.84208, Bucuresti, OSIM, 1984.

33.Tudose R., Z.,Vasiliu M., Stancu A., Cristian Gh., Lungu M., *Procese, operații, utilaje în industria chimică*, Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1977.

34. Uspenskii V., A., *Pnevmaticeskii transport materialov vo vzveşennom sostoianii*, Moskva, Metallurgizdat,1952.

35. Zubac V., *Utilaje pentru turnătorie*, Editura didactica şi pedagogică, Bucureşti, 1982.